

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

П.М. АНДРЕНКО, А.Ю. ЛЕБЕДЄВ, О.В. ДМИТРІЄНКО, М.С. СВИНАРЕНКО

**НАДІЙНІСТЬ, ТЕХНІЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ**

**Навчальний посібник
для студентів напрямку підготовки «Прикладна механіка»
За редакцією проф. Андренка П.М.**

Рекомендовано Вченою радою НТУ «ХПІ»

Харків
НТУ «ХПІ»

2018

УДК 62-85. 681.587

А 65

Рецензенти:

А.Ф. Луговський, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;
А.І. Панченко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів, Таврійський державний агротехнологічний університет

Рекомендовано Вченою радою Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» як навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямом підготовки «Прикладна механіка», протокол № 2 від 23.02.2018 р.

Андренко П.М.

А 65 Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко ; під ред. проф. П.М. Андřenка. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2018. – 519 с.

ISBN

Описано методи прикладної теорії надійності систем гідро- і пневмоприводів та основи їх технічного діагностування. Розглянуто фізичні та аналітичні моделі відмов, методи розрахунку і прогнозування показників надійності та їх зв'язок з економічною ефективністю. Наведено методику прогнозування зміни технічного стану систем гідро- і пневмоприводів в процесі експлуатації. Висвітлено організацію технічного обслуговування та експлуатації. Запропоновано рекомендації щодо оптимізації контролю їх технічного стану, регенерації і фільтрації робочих рідин, зменшення шуму та вібрації.

Для студентів напряму «Прикладна механіка», а також може бути корисним для аспірантів та інженерно-технічного персоналу.

Іл. 126. Табл. 70. Бібліогр. 51 назв.

УДК 62-85. 681.587.

© П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв,

О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко, 2018

НТУ «ХПІ», 2018

ISBN

ЗМІСТ

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ	12
Запитання для самоконтролю	27
РОЗДІЛ 2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ. ВІДМОВИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ	28
2.1. Надійність гідро- і пневмоприводів	28
2.2. Зв'язок надійності з економічною ефективністю	33
2.3. Показники надійності	43
2.4. Класифікація відмов	46
2.5. Фактори, які визначають надійність гідроприводу	49
2.6. Основні причини несправності агрегатів приводу.....	59
2.7. Моделі відмов	61
Запитання для самоконтролю.....	73
РОЗДІЛ 3. ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДІВ	75
3.1. Показники надійності невідновних приводів.....	75
3.2. Показники надійності відновних приводів	79
3.3. Джерела інформації про надійність приводу. Критерії узгодженості статистик.....	83
3.4. Методи оцінки розподілень	88
3.5. Наближене визначення законів розподілу	94
3.6. Оцінка кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії	96
Запитання для самоконтролю.....	98
РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДУ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ	100
4.1. Загальні задачі розрахунку показників і контролю надійності	100
4.2. Загальні рівняння надійності приводу	102
4.3. Метод неперевищень або «здатність витривалості – навантаження».....	105
4.4. Статистичний коефіцієнт запасу працездатності.....	108
4.5. Умови працездатності приводу.....	109
4.6. Статистична міцність (надійність за міцністю).....	111
4.7. Імовірність безвідмовної роботи при дії знакозмінного навантаження.....	113
4.8. Коефіцієнт запасу довговічності	115

4.9. Метод структурних схем	116
Запитання для самоконтролю.....	129
РОЗДІЛ 5. ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДІВ.....	130
5.1. Задачі та методи прогнозування.....	130
5.2. Модель зміни надійності приводу в період доопрацювання та виробництва.....	132
5.3. Прогнозування надійності приводу в процесі експлуатації....	138
5.4. Прогнозування характеристик приводу методом марківської апроксимації.....	140
5.5. Прогнозування надійності приводу методом експертних оцінок.....	145
5.6. Визначення параметричних запасів працездатності.....	152
Запитання для самоконтролю.....	160
РОЗДІЛ 6. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ.....	162
6.1. Задачі технічного діагностування	162
6.2. Види технічного стану гідроприводів.....	163
6.3. Види технічного діагностування.....	165
6.4. Діагностичні параметри гідроприводів.....	166
6.4.1 Вибір діагностичних параметрів.....	171
6.5. Властивості діагностичних ознак.....	173
6.6. Діагностичні моделі гідравлічних приводів.....	184
6.6.1. Аналітичні моделі.....	184
6.6.2. Структурно-функціональні моделі.....	186
6.6.3. Логічні моделі.....	190
6.6.4. Ієрархічні моделі	193
6.6.5. Графи причинно-наслідкових зв'язків.....	198
Запитання для самоконтролю	199
Розділ 7. МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ.....	201
7.1. Методи нормованих параметрів.....	203
7.1.1. Часовий метод.....	203
7.1.2. Статопараметричний метод.....	203
7.1.3. Силовий метод.....	204
7.1.4. Метод еталонних модулів.....	205
7.2. Методи еталонних залежностей.....	209

7.2.1. Метод амплітудно-фазових характеристик.....	209
7.2.2. Метод перехідних характеристик.....	211
7.2.3. Метод еталонних осцилограм.....	211
7.2.4. Метод порівняння і накладання осцилограм.....	214
7.3. Методи діагностування за параметрами робочої рідини.....	214
7.3.1. Методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.....	215
7.3.2. Методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами робочої рідини.....	221
7.3.3. Агрегат миттєвого діагностування якості робочої рідини гідроприводу Fluid Control Unit FCU фірми HYDAC International GmbH	222
7.4. Віброакустичні методи діагностування.....	230
7.4.1. Вібраційні методи діагностування гідравлічних агрегатів.....	230
7.4.2. Засоби діагностування гідравлічних агрегатів за параметрами вібрацій.....	234
7.5. Термодинамічні методи діагностування.....	239
Запитання для самоконтролю	244
8. СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ	246
8.1. Метод Байєса	247
8.2. Метод послідовного аналізу.....	252
8.3. Методи статистичних рішень.....	254
8.3.1. Метод мінімального ризику	257
8.2.2. Метод мінімальної кількості хибних рішень.....	260
8.2.3. Метод мінімаксу	261
8.2.4. Метод Неймана – Пірсона	263
8.2.5. Метод найбільшої правдоподібності	265
8.4. Вибір комплексу ознак для діагностування гідроприводу за методом Байєса.....	266
8.5. Вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів методами статистичних рішень.....	271
8.6. Статистичні рішення при наявності зони невизначеності.....	277
Запитання для самоконтролю	282
РОЗДІЛ 9. СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ	284

9.1. Засоби технічного діагностування	284
9.2. Вимірювально-діагностичне обладнання фірми PARKER ..	288
9.3. Структура систем технічного діагностування	299
9.3.1. <i>Задачі вбудованих систем діагностування</i> <i>гідроприводів</i>	301
9.3.2. <i>Структурно-функціональна схема мікропроцесорної</i> <i>вбудованої системи діагностування гідроприводів</i>	307
9.4. Визначення повноти контролю та глибини пошуку відмови.....	310
9.5. Прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації.....	315
9.5.1. Методи регресивного аналізу.....	316
9.5.1. <i>Методи регресивного аналізу</i>	317
9.5.2. <i>Динамічна модель зміни параметра стану</i>	323
9.5.3. <i>Прогнозування процесу зношення</i>	326
9.5.4. <i>Прогнозування зміни подачі насоса</i>	329
9.5.5. <i>Прогнозування залишкового ресурсу</i>	332
Запитання для самоконтролю.....	333
РОЗДІЛ 10. МЕТОДИ РЕЗЕРВУВАННЯ ПРИВОДІВ	336
10.1. Ефективність роздільного резервування	340
10.2. Загальне резервування	343
10.3. Ефективність загального резервування	346
10.4. Оптимальне резервування	350
Запитання для самоконтролю	352
РОЗДІЛ 11. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДІВ	353
11.1. Технічне обслуговування гідроприводів.	354
11.1.1. <i>Вимоги до монтажу та пробного пуску гідроприводу..</i>	354
11.1.2. <i>Технічне обслуговування гідроприводів</i>	356
11.1.3. <i>Ремонт гідроприводу</i>	357
11.2. Технічне обслуговування робочої рідини.....	358
11.2.1. <i>Вплив забрудненості робочої рідини на спрацювання...</i>	360
11.2.2. <i>Вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні</i> <i>характеристики гідравлічних систем</i>	362
11.2.3. <i>Старіння робочих рідин</i>	366
11.2.4. <i>Вибір вогнестійких робочих рідин</i>	370
11.2.5. <i>Усунення кавітації рідини</i>	374

11.3. Регенерація робочих рідин.....	375
11.3.1. Установка для регенерації рідини в ємностях гідросистем.....	377
11.3.2. Стабілізація якості робочої рідини.....	380
11.4. Очищення деталей та вузлів гідросистем.....	381
11.4.1. Промивання трубопроводів.....	382
11.4.2. Технологічне очищення гідросистем.....	388
11.4.3. Гідродинамічне очищення.....	390
11.4.4. Контроль якості очищення деталей від механічних домішок.....	394
11.5. Ущільнення.....	395
11.5.1. Ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступаль- ним рухом.....	399
11.5.2. Ущільнення для з'єднань з обертальним рухом.....	402
11.5.3. Ущільнення для нерухомих з'єднань.....	408
11.6. Методи зниження рівня коливань та шуму в гідроприводах	411
11.6.1. Усунення коливань трубопроводів.....	418
11.6.2. Пасивні методи захисту від вібрацій.....	421
11.7. Вимоги до конструкції гідробака	426
11.8. Обкатка гідромашин при приймально-здавальних випробуваннях	433
11.9. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагно- стування гідроприводів машин	442
11.9.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу.....	443
11.9.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів.....	445
11.10. Заходи безпеки та охорона праці	451
Запитання для самоконтролю.....	453
РОЗДІЛ 12. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ТА ПРИСТРОЇВ.....	455
12.1. Монтаж пневматичних пристроїв та систем	455
12.1.1. Монтаж трубопроводів.....	455
12.1.2. Монтаж пристроїв очищення повітря та масло- розтилювачів.....	458
12.1.3. Монтаж пневмоциліндрів.....	459

12.1.4. Монтаж пневмомоторів.....	461
12.1.5. Монтаж пневмоапаратури.....	461
12.2. Технічне обслуговування пневматичних пристроїв, приводів та систем.....	462
12.2.1. Забруднювачі стисненого повітря.....	462
12.2.2. Контроль забруднення стисненого повітря.....	466
12.2.3. Обслуговування пристроїв очищення.....	466
12.2.4. Обслуговування мастильних пристроїв.....	469
12.2.5. Обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів.....	471
12.2.6. Обслуговування трубопроводів.....	472
12.2.7. Контроль герметичності пневмопристроїв.....	474
12.2.8. Зниження рівня шуму та виносу масляних аерозолів під час роботи пневмоприводів.....	475
12.2.9. Організація технічного обслуговування пневмообладнання.....	477
12.3. Ремонт пневматичних пристроїв та приводів	481
12.3.1. Можливі несправності пневмопристроїв.....	483
Запитання для самоконтролю.....	484
ДОДАТКИ	487
Додаток А. Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення.....	487
Додаток Б. Значення квантилів нормального розподілення.....	490
Додаток В. Інтенсивності відмов деяких гідравлічних агрегатів та елементів.....	491
Додаток Д.1. Значення функції нормального розподілення.....	495
Додаток Д.2. Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах.....	495
Додаток Ж. Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення.....	498
Додаток К Приклад інструкції з монтажу і технічного обслуговування пневматичних приводів та пристроїв.....	511
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	515

ВСТУП

Завдяки своїм відомим перевагам гідравлічні приводи знайшли широке застосування у різних галузях машинобудування як виконавчі механізми сучасних мехатронних модулів, систем управління виробничими процесами, технологічними та мобільними машинами. При цьому рівень використання гідравлічних приводів у машинах є непрямим показником їх технічного рівня. Відповідно до ДСТУ 3455.3-96 гідравлічний привід – сукупність пристроїв з одним або декількома об’ємними гідравлічними двигунами для приведення в рух механізмів і машин за допомогою рідини під тиском.

Одним з основних показників технічного рівня машини, який значною мірою визначає її конкурентоспроможність, є надійність. Надійність гідравлічного приводу визначається як властивість виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах, які відповідають заданим режимам та умовам використання, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування. Забезпечення надійності гідравлічних приводів при експлуатації пов’язано з технічним діагностуванням, метою якого є виявлення відмов та несправностей на ранніх стадіях їх розвитку. Надійність та довговічність гідравлічних (пневматичних) приводів машин закладається на етапі проектування, забезпечується в процесі виробництва і підтримується на заданому рівні під час експлуатації.

Забезпечення надійності та довговічності гідравлічних (пневматичних) приводів є складним завданням, яке потребує комплексного вирішення на всіх етапах життєвого циклу машини, на основі якісного і кількісного аналізу причин відмов, аналізу впливу зовнішніх (експлуатаційних) та внутрішніх (проектно-виробничих) факторів на працездатність, протікання фізичних процесів у гідравлічних (пневматичних) приводах при їх роботі. Оскільки зовнішні і внутрішні фактори, які впливають на працездатність та відмови машини, є випадковими, основою теорії надійності, крім теорії, гідро-пневмоприводів, є теорія випадкових процесів і теорія імовірності.

Використання технічного діагностування забезпечує встановлення характеру зміни при експлуатації не тільки технічного стану гідравлічного приводу машин, а і визначення системи їх обслуговування та ремонту, адже саме технічне діагностування є необхідною умовою переходу на прогресивні методи технічного обслуговування та ремонту гідравлічних приводів за технічним станом.

Навчальний посібник написано відповідно до навчальних програм дисциплін «Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів» та «Діагностика та контроль гідро-, пневмоприводів», які викладаються студентам Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» під час підготовки бакалаврів і магістрів за напрямом 131 – «Прикладна механіка» зі спеціалізації 131 - 06 – «Гідравлічні машини, гідропривід та гідропневмоавтоматика». Опанування матеріалу навчального посібника допоможе студенту оволодіти основами теорії надійності, технічного діагностування, експлуатації та обслуговування гідравлічних машин, гідро-, пневмоприводів технологічних і мобільних машин, визначати показники їх надійності, вибирати діагностичні параметри, ознайомитися з особливостями їх конструктивного виконання, основними параметрами і характеристиками, а також робочими процесами, які мають місце під час їх експлуатації.

Матеріал посібника структурований за модульним принципом, він складається з трьох модулів:

- модуль I «Надійність гідравлічних машин та гідро-, пневмоприводів»;
- модуль II «Технічне діагностування та контроль гідро-, пневмоприводів»;
- модуль III «Експлуатація та обслуговування гідравлічних машин та гідро-, пневмоприводів».

У модулі I викладено основні загальні положення прикладної теорії надійності гідравлічних машин, гідро-, пневмоприводів технологічних та мобільних машин. Розглянуто фізичні і математичні моделі відмов елементів гідро-, пневмоприводів. Описано методи розрахунку і прогнозування показників надійності гідравлічних машин, гідропневмоприводів на етапі проектування та експлуатації. Наведено приклади розрахунку показників надійності та економічної ефективності елементів, машин і систем гідро-пневмоприводів.

У модулі II висвітлено основні загальні положення теорії діагностування гідравлічних машин, гідроприводів технологічних та мобільних машин. В

ньому розглянуто задачі технічного діагностування, види технічного стану та технічного діагностування гідроприводів, діагностичні параметри гідроприводів, їх вибір і властивості. Висвітлено принципи побудови діагностичних моделей гідравлічних приводів, а саме аналітичних, структурно-функціональних, ієрархічних, логічних та графів причинно-наслідкових зв'язків. Описано методи нормованих параметрів: часовий; статопараметричний; силовий; еталонних модулів. Велику увагу приділено методу амплітудно-фазових характеристик та методу еталонних осцилограм. Розглядаючи методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами робочої рідини, докладно висвітлено методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини. Описано віброакустичні та термодинамічні методи діагностування та резервування гідро-, пневмоприводів, оптимізація режимів їх технічного обслуговування.

Модуль III присвячено вивченню організації технічного обслуговування та експлуатації гідравлічних машин і гідро-, пневмоприводів. Розглянуто вибір типу робочої рідини, її фільтрацію та регенерацію. Наведено дані щодо технічного обслуговування систем гідро-, пневмоприводів, гідравлічних та пневматичних пристроїв. Особливу увагу приділено системам регенерації, фільтрації робочих рідин, підготовки стисненого повітря і зменшення шуму та вібрації гідропневмоустаткування.

У навчальному посібнику враховуються особливості конструктивного виконання елементів та систем гідравлічних і пневматичних приводів. Зокрема, робота гідравлічних систем з номінальним тиском від 16 до 28 МПа, виникнення пульсації тиску та кавітаційних явищ в елементах гідроприводу тощо.

Під час підготовки навчального посібника використовувався багаторічний досвід викладання навчальних дисциплін «Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів» і «Діагностика та контроль гідро-, пневмоприводів» у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», а також досвід провідних підприємств України з розроблення систем та елементів гідро-, пневмоприводу і гідропневмоавтоматики, контролю їх технічного стану, діагностування та експлуатації.

Автори висловлюють щиру подяку рецензентам навчального посібника професорам О.Ф. Луговському і А.І. Панченку за зауваження, які були враховані під час доопрацювання рукопису.

РОЗДІЛ 1

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

У світовій і вітчизняній практиці удосконалення існуючих та створення принципово нових машин і технологічного обладнання визначилась тенденція широкого використання ресурсо- та енергозберігаючих технологій. Найбільш повно вимогам економної витрати матеріалів та ресурсів задовольняють машини й устаткування з гідравлічним приводом, які забезпечують високі значення показників надійності й енергетичної ефективності та дозволяють створювати мехатронні модулі і складні системи. Вони знайшли широке застосування у сучасному технологічному устаткуванні й мобільних машинах. Прогнозований річний приріст світового виробництва гідравлічного обладнання до 2020 року становитиме 6,5 %.

При модернізації існуючих та проектуванні нових гідроприводів машин й устаткування гостро постало питання вибору схемної та апаратурної реалізації, а також вибору їх робочих параметрів.

Основними тенденціями розвитку сучасних промислових гідроприводів є [6]:

- Інтенсивне зрощення гідроприводів з електронними системами управління, застосування «інтелектуальних» гідроапаратів з вбудованою електронікою і стандартними комунікаційними засобами з відкритою структурою, що дозволяє:

- забезпечити «припасування» гідроприводу під конкретні технічні рішення;

- полегшити управління і розвантажити систему управління від функцій регулювання тиску насосів;

- підвищити швидкодію та забезпечити діагностування несправностей;

- зменшити витрати на кабелі та підвищити захищеність від шкідливих впливів.

- Підвищення робочого тиску (шестеренних і пластинчатих насосів до –

30 МПа, аксіально-поршневих – до 42 МПа, радіально-поршневих – до 70 МПа), застосування мультиплікаторів тиску.

- Розширення номенклатури в основному в бік мініатюризації.

- Покращення експлуатаційних показників:

- спрощення технічного обслуговування;

- зниження рівня шуму та вібрації;

- енергозбереження за рахунок використання компенсаторів тиску та рекуператорів енергії, підвищення ККД гідромашин, оптимізації схемних рішень, використання новітніх систем управління (зокрема безпосередньо від ПК), застосування принципу частотного регулювання або насосно-акумуляторного гідроприводу;

- забезпечення екологічної безпеки шляхом повного виключення зовнішніх витоків та використання екологічно чистих робочих рідин;

- застосування робочих рідин, які біологічно розкладаються, та робочих рідин на водній основі або чистій воді;

- підвищення надійності, в тому числі за рахунок покращення очищення робочих рідин і застосування засобів діагностування.

- Всеосяжна уніфікація параметрів і розмірів (стандарти ISO), починаючи від канавок під ущільнення і закінчуючи робочими параметрами, габаритними і з'єднувальними розмірами всіх вузлів гідравлічного обладнання та комплектуючою електронікою.

- Підвищення якості обладнання на основі сертифікації виробництва за ISO 9000 і стандартизації методів випробування та його безпеки, в тому числі за рахунок використання європейських нормативних документів EN 292 і EN 982.

- Широке використання комп'ютерного проектування, що базується на досконалих математичних моделях робочих процесів об'ємних гідроприводів та їх елементів.

Стратегічним напрямком розвитку об'ємного гідроприводу і його компонентів є зменшення їх габаритів та металомісткості при одночасному збільшенні питомих потужностей. Однак слід відзначити, що вартість виготовлення об'ємного гідроприводу однакової потужності, зі зростанням тиску зменшується, але тільки до тиску 30...40 МПа. При цьому подальший розвиток сучасних промислових гідроприводів, передусім, характеризується підвищенням інтелектуального рівня і значними досягненнями у галузі енергозбереження.

У теперішній час для автоматизації виробництва випереджаючий розвиток отримали «інтелектуальні» гідроприводи – мехатронні модулі, які широко використовуються в мобільних машинах та унікальних проектах. Перспективою подальшого розвитку об'ємного гідроприводу є удосконалення його систем управління, побудованих на базі мікропроцесорів і контролерів, які високою точністю та швидкодією забезпечують реалізацію складних алгоритмів управління. При цьому застосування дискретних (імпульсних, релейних) систем дозволяє реалізувати гідропривід на більш простих елементах. Використання потужних пропорційних електромагнітів, які розвивають зусилля достатні для прямого переміщення запірно-регулюючих елементів гідроапаратів, дозволяє застосовувати апарати прямої дії, завдяки чому суттєво спрощується їх схемна реалізація, що дає можливість перейти від двокаскадних до однокаскадних схем. Стосовно таких гідроапаратів актуальним є завдання підвищення їх швидкодії і ресурсу, створення апаратів, здатних протягом достатньо великого проміжку часу працювати з високими частотами перемикання.

Основним принципом управління сучасними об'ємними гідроприводами є принцип зворотного зв'язку та гідропривід повинен мати властивості адаптивної системи. Сучасною тенденцією проектування і виробництва промислового устаткування та машин є використання блочно-модульного принципу. Блочно-модульний підхід до проектування систем гідроприводів дозволяє проводити їх декомпозицію, зменшити кількість степенів вільності, отримати ієрархічну структуру, провести структурний синтез та спростити схемну реалізацію шляхом мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування, використовувати типові модулі при її побудові.

Одним з перспективних напрямків підвищення ККД об'ємних гідроприводів є заміщення гідравлічного зворотного зв'язку за тиском і деяких гідромеханічних апаратів електричним зворотним зв'язком та електрогідравлічним регулятором потоку. Тобто інтеграцією електронної техніки в контур управління гідроприводом, вдосконаленням алгоритмів управління, а також заміною гідромеханічних гідроапаратів електрогідравлічними. Перспективним також є використання енергоефективних насосно-акумуляторних приводів та мультиплікаторів, що дозволяють підвищити тиск до 200...500 МПа, на базі яких створювати компактні затискні механізми без застосування малонадійних і дорогих насосів високого тиску.

Для мобільної техніки зменшення маси гідромашин, при їх безперервному агрегуванні, супроводжується комплектуванням пристроями, що забезпечують функціонування у закритій системі циркуляції робочої рідини, – запобіжними й антикавітаційними клапанами, насосом підживлення, промивним клапаном, регуляторами різного функціонального призначення, гідроапаратами, що запобігають роботі в режимі постійного відкриття запобіжних клапанів основних магістралей, контрольними точками для вимірювання тиску.

Суттєвого зменшення дросельних втрат потужності в гідроприводі з дросельним регулюванням, рис. 1.1, можна досягти встановленням трилінійного компенсатора тиску – апарата, який підтримує постійний перепад тиску на робочих кромках дроселюючого гідророзподільника (0,3...1 МПа) шляхом зміни тиску на виході з насоса у функції корисного навантаження на гідродвигуні. Ефективним способом енергозбереження є встановлення багатопоточних насосів, які дозволяють індивідуально розвантажити окремі секції в паузах між функціонуванням різних виконавчих гідродвигунів, рис. 1.2.

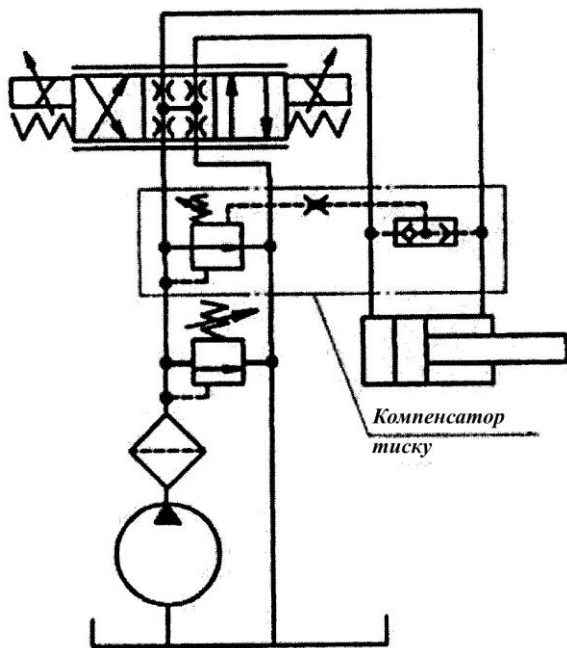


Рисунок 1.1 – Трилінійний компенсатор тиску

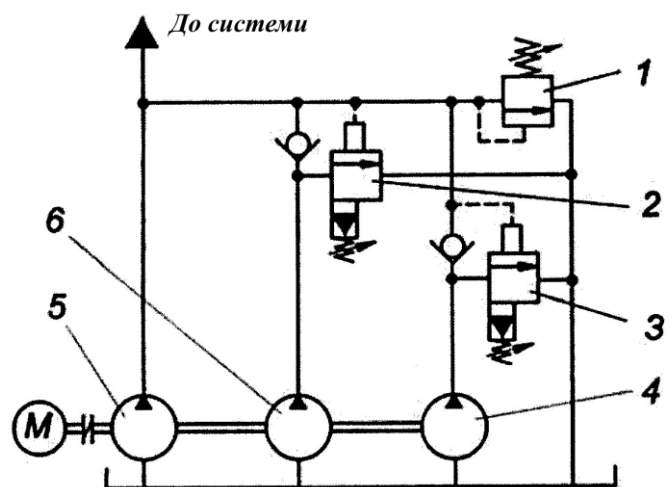


Рисунок 1.2 – Розвантаження секцій багатопоточного насоса: 1 – запобіжний клапан; 2, 3 – розвантажувальні клапана; 4, 5, 6 – секції насоса

Розроблена фірмою Yuken система частотного регулювання насосів з компенсатором тиску забезпечує економію енергії за рахунок оснащення асинхронного електродвигуна датчиком тиску та використання частотного перетворювача. Система дозволяє стабілізувати роботу насоса при частотах

обертання 300 хв^{-1} (нульової подачі) та скоротити втрати потужності при тиску 15 МПа з 1,5 до 0,5 кВт. Для підтримки номінального тиску при нульовій подачі фірмою Duplomatic розроблений новий механізм управління з електророзвантаженням в цьому режимі, рис. 1.3.

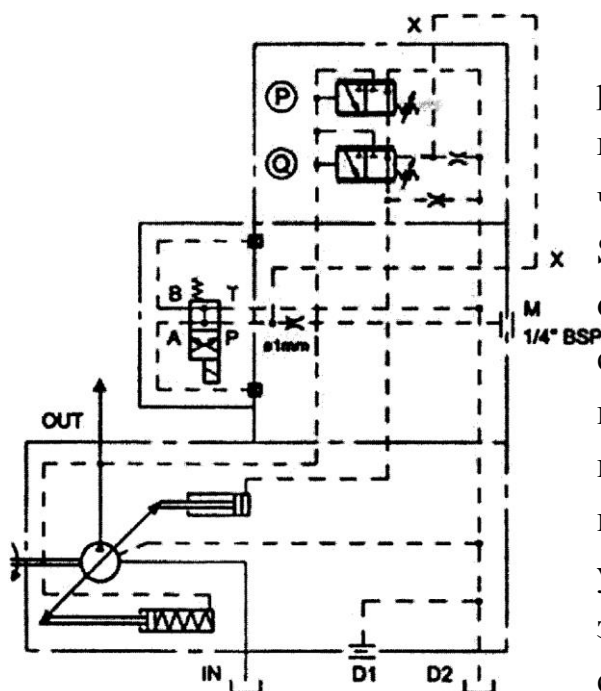


Рисунок 1.3 – Компенсатор тиску з розвантаженням фірми Duplomatic

Фірмою Bosch Rexroth розроблений енергоефективний гідропривід з регульованою частотою обертання – Rexroth Sytronics, який дозволяє скоротити операційні витрати гідравлічних систем у випадках, коли в різні проміжки часу необхідна різна подача. Він виконаний у вигляді модуля, що містить насос, систему управління мотора та програмного забезпечення, який дозволяє створити насосну установку відповідно до заданих параметрів.

Завдяки інтелектуальним приводам Rexroth Sytronics регулює частоту обертання насосів, а в підсумку і потужність, яка споживається електродвигунами відповідно до необхідної. Чим більше часу працює обладнання, тим більша економія. Застосування Rexroth Sytronics дозволяє зменшити нагрівання масла в гідравлічній системі та зменшити об'єм гідравлічного бака, а в ряді випадків скоротити споживання енергії до 80 %, зменшити рівень шуму до 20 dB(A).

Для суттєвого скорочення втрат тиску в з'єднувальних трубопроводах сучасних літаків компанія Messier-bugatti (Франція) розробила малогабаритний поршневий міні-насос «egide» з робочим об'ємом не більше $0,5 \text{ дм}^3$, обертання якого здійснюється безпосередньо електродвигуном з частотою обертання $20\,000 \text{ хв}^{-1}$, і який розташовується поряд з приводами. Контроль тиску і подачі в напірній лінії такого приводу дозволяє виключити сервоклапани у виконавчих механізмах. Крім скорочення енергетичних втрат таке компонування дозволяє зменшити шум гідроприводу.

У гідроприводах великої потужності доцільно використовувати оборотні

регулюючи гідромашини, що працюють у режимі насоса або гідромотора з рекуперацією електроенергії. Провідні світові фірми - виробники гідравлічного обладнання, велику увагу приділяють розробці систем рекуперації енергії. Так, фірма Parker Hannifin розробила енергозберігаючу систему для мобільних машин яка використовує сили гравітації. Система містить оборотний двигун змінного струму з комп'ютерним управлінням та постійними магнітами, зв'язаний муфтами з дизелем і шестеренним насосом гідроприводу вертикального переміщення, причому через спеціальний перетворювач двигун з'єднаний з акумулятором. При підйомі навантаження двигун працює в моторному режимі, а при опусканні в генераторному, забезпечуючи рекуперацію енергії, а дизель, що працює в режимі максимального ККД, вмикається лише під час початкового запуску та періодичного заряджання акумулятора. Енергозбереження такої системи становить 5...40 %.

У Денвері (США) використовують машини для вивезення сміття з шасі, які оснащені гідросистемою рекуперативного гальмування, принцип дії якої оснований на збереженні кінетичної енергії гальмування в гідроакумуляторі з наступним використанням її при розгоні. Споживання палива в такій системі зменшується у середньому на 25 %, а кількість технічного обслуговування гальмівної системи в 3...4 рази.

В умовах значних зусиль і швидкостей, вимог високої точності та доброї динаміки, наявності великих пікових навантажень і температур найбільше застосування у системах об'ємних гідроприводів знаходять регульовані аксіально-поршневі насоси з похилим диском моделі A10VSO (номінальний тиск $p_{\text{ном}} = 28$ МПа, піковий $p_{\text{пик}} = 35$ МПа, робочий об'єм $V_0 = 10...140$ см³). Вони відрізняються використанням гідростатичного розвантаження основних пар тертя, низьким рівнем шуму, високим ККД, наявністю наскрізного вала та різного виконання управління. Слід відзначити, що аксіально-поршневі насоси PF фірми Oilgear Towler (робочий об'єм $V_0 = 4,5...580$ см³) можуть працювати при тиску 100 МПа на мінеральних маслах і до 24 МПа на робочих рідинах HFA. Електроприводні насоси UEw з двома ступенями подачі фірми Hydramold Ltd забезпечують подачу 9 л/хв при тиску 20 МПа і 0,6 л/хв при 160 МПа.

Виконання аксіально-поршневих гідромашин з двома торцевими кулачками хвилеподібної форми, з якими взаємодіють пари поршнів з кульками, рис. 1.4, дозволило фірмі Oleodinamica Geco суттєво зменшити їх осьові габарити.



Рисунок 1.4 – Гідромашина SF
фірми Oleodinamica Geco

При розробці шестеренних насосів зовнішнього зачеплення велика увага приділяється зниженню рівня пульсацій видатку за рахунок впровадження прогресивних конструктивних рішень – застосування здвоєних шестерень, повернутих на $1/2$ кроку, використання невольвентного зубчатого зачеплення тощо.

Інтенсивно розвиваються малошумні шестеренні насоси внутрішнього зачеплення, які знайшли широке застосування для перекачування малов'язких рідин в різному технологічному обладнанні. Такі провідні фірми як SAUER, LINDE, BOSCH Rexroth та інші широко застосовують шестеренні насоси внутрішнього зачеплення в якості насосів підживлення при створенні гідрооб'ємних передач із замкнутою циркуляцією.

У шестеренних насосах з внутрішнім зачепленням значного зменшення шуму вдалося досягти за рахунок виключення замикання робочої рідин у заглибинах між зубцями і розширення кутових секторів, що відповідають зонам всмоктування та нагнітання.

В електрогідростатичних приводах використовуються нові шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням моделі QX фірми Bucher Hydraulics з робочим об'ємом $V_0 = 10...160 \text{ см}^3$, швидкість яких змінюється у широкому діапазоні і які мають високу довговічність, здатні витримувати максимальні прискорення та працювати на різних робочих рідинах з добрими антикавітаційними характеристиками. Основні параметри таких насосів: тиск робочий /піковий – 25/28 МПа; частота обертів – $n = 4600...2300 \text{ хв}^{-1}$; рівень шуму 57...67 dB(A) (при $p = 20 \text{ МПа}$ і $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$). Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням IPH фірми Voith Turbo (робочий об'єм $V_0 = 20,7...250 \text{ см}^3$ і робочий тиск 30 МПа) при ККД більше за 90 %, при високій довговічності та добрій здатності всмоктування (вакуум до 0,04 МПа) мають пульсацію потоку і тиску менше за 2...3 %, рівень шуму менше за 68 dB(A). Такі насоси можуть ефективно використовуватися в гідроприводах з частотним регулюванням. Сучасною тенденцією розвитку шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням є збільшення ККД, зменшення шуму і нерівномірності видатку, зменшення габаритів, що можна досягнути шляхом

багатокритеріальної оптимізації параметрів на базі розроблених математичних моделей.

Розвиток пластинчатих насосів, які забезпечують малу, меншу за 3 %, пульсацію видатку і тиску при мінімальному рівні шуму, меншому за 68 dB(A), лежить в площині підвищення рівня тиску. Пластинчаті насоси фірм Hannifin, Vickers, Rexroth та ін. працюють при тиску до 30 МПа, а фірма Yuken освоїла випуск пластинчатих насосів PV-11R на тиск до 40 МПа.

Однією з перспективних тенденцій розвитку нафтовидобутку є використання для диспергації повітря як вхідні ступені відцентрових насосів лабіринтно-гвинтових ступенів. Слід зазначити, що лабіринтно-гвинтові насоси широко використовуються у різних галузях промисловості для перекачування агресивних середовищ і середовищ з малою в'язкість, при практично нульовій пульсації видатку та тиску [9]. Перспективним напрямком розвитку таких насосів є удосконалення форми їх проточних частин, встановлення оптимальних конструктивних та робочих параметрів.

При розробці та проектуванні насосів провідними фірмами-виробниками велика увага приділяється зниженню шуму і вібрації шляхом удосконалення процесів розподілення рідини, зміни геометрії корпусу, застосування гідростатичного розвантаження, зменшення об'єму робочої стискаючої камери, розширення лінії всмоктування, віброізоляції насосного агрегату. Наприклад, оснащення компенсаційними камерами насосів PV фірми Parker та застосування насосів з пропорційним електричним управлінням забезпечує в мобільних машинах енергозбереження та захист двигуна від перевантажень.

Для оцінювання енергоефективності насосного обладнання, відповідно до законодавчих нормативів Євросоюзу [49], в статті [42] пропонується використовувати індекс енергетичної ефективності *EEI* (Energy Efficiency Index), який визначається за формулою

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} C_{20\%}, \quad (1.1)$$

де $P_{L,avg}$ – середнє значення потужності, яка споживається даним насосом з урахуванням стандартизованого профілю навантаження та розраховується за формулою (1.2) як середнє значення потужності, що споживається насосом за період його роботи

$$P_{L,avg} = 0,06P_{L,100\%} + 0,15P_{L,75\%} + 0,35P_{L,50\%} + 0,44P_{L,25\%}; \quad (1.2)$$

P_{ref} – еталонна потужність, як розрахункова величина для циркуляційного

насоса визначеного типу; $C_{20\%}$ – законодавчо прийнятий поправковий коефіцієнт, який враховує, що тільки 20 % існуючих циркуляційних насосів задовольняють вимогам $EEI \leq 0,20$, $C_{20\%} = 0,49$.

Відзначається, що на момент прийняття $EEI = 0,20$ є так званим цільовим орієнтиром, тобто величиною, до якої необхідно прагнути. На законодавчому рівні встановлено, що для циркуляційних насосів потужністю 2500 Вт, які постачаються як окремі агрегати, можлива величина індексу енергетичної ефективності з 2013 р. становить $EEI = 0,27$.

Для насосів з витратом до 1000 м³/год шести конструктивних схем – консольних, консольно-моноблочних, консольно-моноблочних з розташуванням патрубків «в лінію», вертикальних багатосхідчастих і занурюваних багатосхідчастих, відповідно до EN 16480 «Мінімальний ККД, який вимагається від відцентрових насосів для води» введено показник енергоефективності MEI (Minimum Efficiency Index) – індекс мінімального ККД. Зазначено, що MEI є десятковим числом, яке менше за 1,0 і відображає кількісне співвідношення представленої на ринку продукції різного технічного рівня. Індекс MEI визначається за методикою зі статті [49].

Наведений вище індекс енергетичної ефективності (1.1), на нашу думку, є нічим іншим як інтегральним ККД насоса, визначеним для діапазону його роботи на номінальному режимі і режимах, відмінних від номінального, близьких до нього.

Стандарт EN16480 фактично визначає порядок оцінки технічного рівня насоса за трьома точками характеристики ККД – q_{PL} (навантаження при $q = 0,75 q_{BER}$), q_{BER} (в точці максимального ККД) і q_{OL} (перевантаженні, при $q = 1,1 q_{BER}$) та задає значення ККД в цих точках («будиночок» ККД), нижче яких фактичне значення ККД насоса опускатися не може.

Перспективним напрямком збільшення рівня тиску в гідросистемах є використання мультиплікаторів miniBOOSTER, які дозволяють збільшувати тиск до 200...500 МПа та створювати компактні затискні механізми без використання порівняно малонадійних і дорогих насосів великого тиску. Мультиплікатори тиску з пневматичним приводом фірми «Моніторинг вентиль і фітінг» мають коефіцієнт мультиплікації 5...740, що дозволяє при тиску повітря на вході 0,85 МПа отримувати тиск води на виході до 500 МПа.

На сьогодні 80 європейських фірм виробляють більше 300 типорозмірів гідромоторів, в тому числі 122 аксіально-поршневих, 65 шестеренних

зовнішнього зачеплення, 46 радіально-поршневих, 24 шестеренних внутрішнього зачеплення і героторних, 12 пластинчатих, 33 інших.

Діапазон параметрів цих насосів: тиск – 6,3...48 МПа; робочий об'єм $V_0 = 0,25...150\,000\text{ см}^3$; частота обертання – 0,1...10 000 хв^{-1} ; діапазон регулювання 1:7000. Постійно удосконалюється конструкція гідромоторів. Так, наявність вбудованих датчиків качання поршнів регульованих радіально-поршневих гідромоторів фірми Bosch Rexroth, дозволяє використовувати їх у замкнутих циклах регулювання. Фірма SAI створила регульовані радіально-поршневі гідромотори нового покоління TV, BVFK4 і TS8, в тому числі з вбудованими редукторами, гальмами та датчиками кута повороту. Планетарно-роторні гідромотори фірми Hidroinprex потужністю 2; 6,5; 11; 22 і 33 кВт мають однакові приєднувальні розміри та відрізняються тільки довжиною корпусу, що дозволяє досягнути рівня уніфікації 85 %. Центральні наскрізні отвори, що виконані в них, дозволяють їх компактно вбудовувати в приводні механізми.

Однією з технічних новинок останніх років є енергозберігаючі регульовані радіально-поршневі гідромотори фірми Parker. Всередині вала, що обертається в них, розташовані циліндри управління, які змінюють величину ексцентриситету. Наявність гідрозамків у системі управління гідромотором дозволяє це робити східчасто залежно від часу і кількості включень управляючого гідророзподільника.

Роторні планетарні гідромотори з плаваючими сателітами і не круглими сонячними колесами є одним з перспективних напрямків розвитку роторних гідромашин. На підставі аналізу питомої маси гідромоторів різних типів, встановлено, що у планетарних гідромоторів з плаваючими сателітами зі збільшенням маси в два рази робочий об'єм збільшується у 6,5 рази. Для героторних гідромоторів їх маса практично не залежить від робочого об'єму. Для одного і того ж робочого об'єму маса аксіально-поршневого гідромотора порівняно з планетарними з плаваючими сателітами більша в шість разів, радіально-поршневого в два рази, героторного – п'ять разів. Питомий момент планетарних гідромоторів з плаваючими сателітами, який припадає на його масу, значно перевищує всі останні. Ці гідромотори за масогабаритними показниками і за коефіцієнтом удосконалення конструкції на сьогодні не мають собі рівних.

Для реалізації неповноповоротних обертальних рухів розширюється використання поворотних гідродвигунів, в тому числі з поршнем, які мають несамогальмівні гвинтові нарізки різного напрямку, які взаємодіють з

відповідними нарізками корпусу і вихідного вала. Розвиток гідроциліндрів відбувається в напрямку їх доукомплектування різними компонентами шляхом удосконалення технології виготовлення. Зараз розроблені циліндри з гідрогазовими акумуляторами, вбудованими у шток, а також датчиками положення поршня, регуляторами витрати, розподільниками з електроуправлінням і малогабаритними гідростанціями, рис. 1.5. Використання нових технологій і датчиків при їх виготовленні дозволяє отримати гідроциліндри з абсолютно новими якостями. Так, гідроциліндри фірми Hunger Hydraulik дозволяють контролювати хід з точністю 1 мм та забезпечити роботу в солоній морській воді.

Створені принципово нові привідні елементи – механічні м'язи, які являють собою відтинок шланга високого тиску із закладеннями. При подачі тиску відбувається збільшення поперечного перерізу м'яза і відповідно зменшення його довжини, тобто створюється тягове зусилля в осьовому напрямку.



Рисунок 1.5 – Циліндр, укомплектований малогабаритною гідростанцією

Сучасною тенденцією розвитку гідроапаратури є її мініатюризація ($D_y = 2$ мм), розширення її номенклатури та покращення технічних параметрів, застосування апаратури вкрутного монтажу, рис. 1.6, та оригінальних гідроапаратів для виконання заданих функцій. Гідрозамок з інтегрованим запобіжним клапаном ТОВ «Гідронт» дозволяє виключити небезпечне руйнування гідроциліндрів і трубопроводів при розширенні замкненого об'єму робочої рідини при завершенні експлуатації мобільних машин при низьких температурах і встановлення їх у теплий бокс. Спеціальні блоки можуть безпосередньо встановлюватися у вихідні лінії насосів і містити зворотні та запобіжні клапани, в тому числі з можливістю електророзвантаження.

Найбільш інтенсивний розвиток отримали гідроапарати, які з'єднують електронні системи управління з виконавчими механізмами, а саме – дроселюючи гідророзподільники та апарати з пропорційним електричним управлінням, особливо з вбудованою системою контролю та управління. Фірми Rexroth, Parker Hannifin, Moog й інші розробили проміжні апарати між

вказаними вище типами, а саме апарати з пропорційним електричним управлінням, що мають золотник з нульовим перекриттям, та можливістю встановлювати дроселюючий гідророзподільник у першому каскаді, що дозволило на порядок покращити їх динамічні характеристики. Перспективним є розвиток цифрової апаратури у якій в як задавальні пристрої використовуються мініатюрні крокові електродвигуни.

Ряд провідних фірм – виробників гідроапаратури пропонують апарати вкрутного монтажу для створення гідроблоків. Система картридждних клапанів фірми Parker, в тому числі об'єднаних в інтегральні блоки, забезпечують мініатюризацію гідроліній, підвищують герметичність, компактність конструкції, спрощують монтаж і обслуговування, а також оптимізацію схемних рішень. Арматура і вентилі фірми «Моніторинг вентиль і фітінг» працює на тиску до 1000 МПа. Так, вентилі з пневмоуправлінням працюють при тиску до 700 МПа, а кульові крани – до 140 МПа.



Рисунок 1.6 – Гідроапарати

вкрутного монтажу

нержавіючої сталі трилінійний сідельний гідророзподільник з пропорційним вибухобезпечним електроуправлінням і дублюючим ручним. Для підвищення енергоефективності гідроапаратів реалізована ідея використання роздільного регулювання відкриття робочих кромek, яка використовується у гідросистемах з диференціальними гідроциліндрами.

Сучасною тенденцією розвитку систем електрогідроприводів є розробка мехатронних модулів і їх компонентів. Вони забезпечують прискорення до 80 g, швидкість до 19 м/с та частоту подвійних ходів 3500 у хвилину для силових вібраційних механізмів. Управління такими електрогідравлічними приводами

Важливим напрямком розвитку гідроапаратури є створення вибухобезпечної електрогідравліки в основному для нафтової, газової і гірничодобувної промисловості, хімічного машинобудування та суднобудування, а також гідрообладнання для роботи на водній емульсії HFA (95 % води) або чистій воді. Типовим представником цього напрямку є виготовлений фірмою Atos з

здійснюється пропорційними розподільниками, запобіжними і редуційними клапанами, регуляторами витрати. Привід містить насос (у тому числі с p/q - регулюванням – з одночасним управлінням тиском і видатком), сервоциліндром, датчиками та електронними пристроями управління.

Продовжується розвиток перспективного напрямку створення так званих електрогідростатичних приводів (ЕНА). На відміну від електромеханічних аналогів, натомість складних, дорогих та порівняно малонадійних виконавчих механізмів, які з'єднують електричний серводвигун з навантаженням (редукторами, гвинтовими передачами тощо), вони містять запобіжні клапани, в гідросистемі відсутня дроселююча і направляюча гідроапаратура. Пуск, зупинка, зміна напрямку і швидкості руху забезпечуються електричним серводвигуном, який здатний також точно позиціонувати робочий орган при наявності датчика зворотного зв'язку. В режимі зупинки серводвигун обертається з мінімальною частотою ($\sim 100 \dots 200 \text{ хв}^{-1}$), достатньою для підтримування робочого тиску в гідросистемі, причому втратами потужності при цьому зневажливо малі. У результаті отримуємо автономний вузол, який з'єднується з системами живлення та управління електропроводами і практично не потребує технічного обслуговування при тривалій експлуатації. Концепція ЕНА була запропонована більше ніж 20 років тому фірмою Moog для авіаційних рульових механізмів і відмінно себе зарекомендувала. Зараз ЕНА – приводи для загальномашинобудівного застосування виробляють світові лідери гідравліки Moog, Voith, Turbo, Bosch Rexroth, Parke й інші.

Гібридні енергозберігаючі електростатичні приводи (ЕНА) фірми Moog, крім авіації, знаходять застосування у машинобудівній, енергетичній і нафтогазовій промисловості. Застосування такого приводу дозволяє знизити на 40 % вагу, зменшити вартість і зношування, підвищити надійність та повністю виключити забруднення навколишнього середовища. Для зменшення шуму в компактних гідроагрегатах Hawe насосний агрегат розташований під рівнем робочої рідини в баку, а гідроапаратура управління – на монтажних блоках розташованих зовні, рис. 1.7. Використання замкнутих контурів циркуляції на базі гідромашин, які регулюються в мобільних машинах, дозволяє знизити енергетичні втрати, покращити умови «холодного запуску», а також майже вдвічі підвищити допустиму частоту обертання, відповідно – видаток.

Перспективним напрямком енергозбереження, разом з відомими, такими як встановлення акумуляторів, заміна дросельного регулювання машинним



Рисунок 1.7 – Компактний модуль фірми Hawe

тощо, є частотне регулювання та використання різних способів рекуперації енергії за рахунок дії сил гравітації гальмування рухомих мас.

У статті [17] для підвищення енергоефективності

електрогідравлічного *flow sharing* гідроприводу запропоновано

використовувати компенсатор тиску, який не містить пружини. На базі

запропонованого алгоритму синтезовано повну множину схемних

рішень компенсаторів тиску, які не містять пружини для таких приводів.

Теоретичний ККД таких приводів

наближається до одиниці.

Тенденцією підвищення енергетичної ефективності сучасного гідрообладнання є: застосування регульованих насосів, в тому числі і з компенсаторами тиску (які мають можливість скидати тиск у паузах між робочими циклами); *p/q*- регулюванням, які забезпечують електронне управління тиском і витратком відповідно до вимог того або іншого конкретного переходу циклу, або *LS*-регулюванням; використання багатопоточних нерегульованих насосів які мають можливість індивідуального розвантаження секцій; використання насосно-акумуляторних гідроприводів, в яких нерегульований насос періодично заряджає акумулятор і розвантажується в паузах між циклами зарядки. У тривалих паузах між циклами взагалі можливе повне відключення насоса, однак цього вважають за краще не робити, спрямовуючи потік робочої рідини під мінімальним тиском в системи кондиціонування. Фірма KTR пропонує велику програму вузлів і деталей, з яких, як у дитячому конструкторі, можуть збиратися самі різноманітні насосні установки. При цьому особлива увага приділяється засобам поглинання шуму (до 10 dB(A)) та охолодження робочої рідини.

Ущільнення є одним із важливих компонентів об'ємних гідроприводів. Їх експлуатаційні характеристики суттєво впливають на ККД, швидкість руху виконавчих механізмів, нагрівання робочої рідини. Сьогодні, коли рівень тиску гідроагрегатів суттєво збільшився, для виготовлення ущільнень

використовують різні полімери, фторопласт, поліуретан й інші матеріали, модуль пружності яких в багато разів вищий ніж у гуми, а коефіцієнт тертя по сталі в декілька разів менший. Особливо це важливо у виконавчих механізмів, у яких необхідно забезпечити великі, до 9 м/с, відносні швидкості ущільнюючих поверхонь. Так, використання ущільнення, виготовленого з нового термопластичного поліуретану Р600, стійкого до екструзії і високих температур і яке має добру хімічну стійкість та малий коефіцієнт тертя, дозволило суттєвим чином збільшити ККД гідроагрегату. Ущільнення фірм Busak-Shamban, Hansa Flex, Polypac, Parker, Merkel, ЭЛКОНТ та інших, залежно від зазору між ущільнюючими поверхнями, забезпечують швидкість ковзання до 10...15 м/с, при тиску робочої рідини 20...40 МПа. Компанією «ВІРА» для виготовлення ущільнень використовується новітня австрійська технологія Seal Master, яка базується на точінні ущільнень на токарних верстатах з ЧПУ і використанні 8-позиційної револьверної голівки, програмне забезпечення якої дозволяє швидко модифікувати профілі ущільнень та здійснювати контроль їх похибок.

Компанією S.F.K Components розроблений новий матеріал для опорних кілець самих різноманітних гідроциліндрів – Krütex® (жорсткої тканини з бавовни, синтетичного матеріалу і поліефіру, оброблених спеціальними фенольними смолами за особливою технологією). Цей матеріал відрізняється найвищою здатністю навантаження та низьким рівнем тертя, не потребує технічного обслуговування, стійкий до корозії та роботи практично в усіх середовищах.

Використання гумових демпферів для віброізоляції елементів гідроприводів і запірно-регулюючих елементів гідроапаратів, як і раніше, залишається одним з перспективних напрямків збільшення працездатності та надійності останніх.

Одним з перспективних напрямків підвищення технічного рівня гідроприводів є грамотна організація технічного обслуговування і ремонту.

У галузі фільтрації робочих рідин сучасною тенденцією є застосування повнопоточних самогенерувальних гідродинамічних фільтрів з пневматичним або електромагнітним приводом для пульсації фільтруючого елемента, які розроблені в ДонДТУ. Вони дозволяють забезпечити ступінь очищення в 15...20 мкм, при чарунці 70 мкм, і подавати на очищення рідину 17-го класу чистоти згідно з ГОСТ 17216 з частинками до 150 мкм. При цьому відпадає необхідність в багатокаскадних схемах, фільтри не потребують очищення, виключається небезпека їх засмічення, а завдяки великій сітці необхідна площа

поверхні фільтруючого елемента в 16 разів менша ніж у механічного статичного фільтра рівної продуктивності і рівної тонкості фільтрування. Такі фільтри випускаються на продуктивність від 4 л/хв до 1000 м³/год з тонкістю очищення до 0,025 мм для масел, води, лаків, фарб, палива, емульсій, змащувально-охолоджуючих рідин, клеїв та ін. Зазначимо, що найбільш раціональним шляхом скорочення витрати робочих рідин є їх регенерація безпосередньо в ємностях машин і заміна тільки при капітальному ремонті.

Перспективним є використання в якості робочих рідин емульсій, які являють собою механічну суміш 1...2 % маслянистої або синтетичної рідини у звичайній воді. Якість таких суспензій за властивостями змащування, антиокислювальними, антибактеріальними, антикорозійними та іншими не поступається мінеральним маслам, а вартість у 30...50 разів менша. Такі робочі рідини знаходять застосування у гідравлічному обладнанні, яке працює на воді при тиску до 400 МПа [44].

Запитання для самоконтролю

1. Назвіть основні тенденції розвитку об'ємних гідроприводів.
2. Яка тенденція розвитку шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням?
3. Запишіть формулу для розрахунку індексу енергетичної ефективності.
4. Розкажіть про напрямки розвитку гідроапаратури?
5. Опишіть тенденцію розвитку систем електрогідроприводів.

РОЗДІЛ 2

ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ. ВІДМОВИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

2.1. Надійність гідро- і пневмоприводів

Одним із сучасних напрямків створення ефективних виробництв на базі новітніх технологій є об'єднання різних засобів автоматизації у спільному технологічному процесі з переходом до автоматизованих та автоматичних технічних систем. Найбільш складним завданням при створенні таких систем є організація надійної та змістовної координації всіх пристроїв, особливо у випадку їх суттєвої різноманітності. Саме до таких систем належить більшість технічних об'єктів із засобами механіки, гідроавтоматики, пневмоавтоматики, гідроприводу і пневмоприводу у поєднанні з елементами електроавтоматики, сенсорики та управлінням, за допомогою вільнопрограмованих контролерів. При цьому елементи та пристрої гідропневмоавтоматики забезпечують зв'язок між електронними пристроями управління, гідравлічними чи пневматичними виконавчими механізмами.

У загальному випадку метою створення будь-якої машини є ефективне її застосування за призначенням, тобто експлуатація. Під експлуатацією розуміємо застосування машини за призначенням, технічне обслуговування, ремонт, зберігання і транспортування. У процесі експлуатації машини властивості, що визначають її якість, зазвичай погіршуються. Здатність машини зберігати якість в процесі експлуатації визначається її надійністю, яка є інтегральним показником якості.

Надійність є одним із важливих показників якості і конкурентоспроможності машин, збудованих на базі систем гідравлічного та пневматичного приводу. Їх відмови призводять до непланових ремонтів, а також до простою основного обладнання. У свою чергу, це зменшує величину прибутку за рахунок зниження обсягів виробництва, збільшує собівартість машини чи виробу в результаті зростання умовно-постійних витрат на одиницю продукції, інших видів витрат. Це великою мірою стосується і систем

гідравлічних та пневматичних приводів, вихід яких з ладу призводить до суттєвих втрат у виробництві. Визначити надійність машини можна, якщо відомі її призначення і конструкція, задані режими та умови її експлуатації при застосуванні за призначенням, визначені експлуатаційні показники для кожного з режимів експлуатації та допустимі межі їх зміни.

Забезпечення потрібної надійності машини є комплексною проблемою, яка пов'язана з її життєвим циклом, а саме проектуванням, виготовленням та експлуатацією, починаючи з моменту формування та обґрунтування ідеї створення нового зразка і закінчуючи прийняттям рішення про його списання. Основні технічні рішення щодо надійності, прийняті на стадії проектування, безпосередньо впливають на експлуатаційні й економічні показники приводу чи машини, які зазвичай суперечать один одному. Тому необхідно виявляти зв'язки між показниками надійності і можливістю їх реалізації на кожному етапі створення та експлуатації приводу. Надійність приводу закладається на етапі проектування, забезпечується в процесі виробництва та підтримується на заданому рівні під час експлуатації.

На стадіях розроблення завдання та проектування приводу визначають оптимальні основні експлуатаційні параметри, умови і режими роботи. Висока надійність забезпечується використанням досконалих схемних рішень та компоновання, новітніх матеріалів, сучасних методів проектування. Для цього необхідно знати: умови і режими роботи приводу; місце розташування в машині; параметри оточуючого середовища (температуру, вологість, наявність пилу, агресивність середовища тощо), значення та характер зміни в часі навантаження, тривалість та частоту включення, організацію технічного обслуговування і т. ін.

При виготовленні висока надійність забезпечується застосуванням новітніх технологій, сучасних методів випробувань і контролю. Недотримання технологічного процесу, допусків та посадок, використання матеріалів, які не відповідають вимогам проекту, призводить до зниження технічного рівня, в тому числі і надійності. На надійність приводу впливають також показники ергономіки та технічної естетики.

Крім параметрів і вимог, закладених у процесі проектування і виготовлення, на показники надійності впливають методи та умови експлуатації, прийнята система технічного обслуговування і ремонту, режими роботи і кваліфікація обслуговуючого персоналу.

Умовно в проблемі надійності можна виділити два напрямки: забезпечення надійності та її розрахунок (контроль). Підґрунтям першого напрямку є традиційні конструкторські, технологічні методи створення високоякісних виробів та правильна їх експлуатація, другого – спеціальні математичні методи. На сьогодні ці два напрямки об'єдналися та органічно доповнюють один одного.

Наука про надійність вивчає закономірності зміни показників якості технічних пристроїв та систем і на цій основі розробляє методи, які з найменшими витратами часу та коштів забезпечують необхідну тривалість і безвідмовність їх роботи.

До системи гідро-, пневмоприводу входять:

- джерело живлення (насосна станція, з насосом з регульованою або нерегульованою подачею, чи компресор, акумулятор тощо);
- контрольно-регулююча та направляюча апаратура;
- виконавчі механізми (гідравлічні і пневматичні циліндри та мотори, неповноповоротні двигуни, мембранні та сильфонні виконавчі механізми);
- робоча рідина або газ, фільтрувальні пристрої;
- трубопроводи, рукави та ущільнення;
- елементи монтажу та кріплення.

Вимоги високої точності регулювання та високої швидкодії, що пред'являються до систем гідро- і пневмоприводів, обумовлюють застосування замкнутих систем, які дозволяють здійснити реалізацію двох основних принципів:

1. Вихідна регульована величина (швидкість, момент, кут тощо), повинна з максимальною точністю відтворювати вхідний (керуючий) сигнал.

2. Вихідна регульована величина, по можливості, не повинна залежати від збурень, що діють на систему. При цьому збуреннями можуть бути напруга живлення, температура, момент навантаження, часові залежності параметрів тощо.

Таким чином, основним принципом управління сучасних систем гідро-, пневмоприводу є принцип зворотного зв'язку, який дозволяє здійснювати контроль якості регулювання за відхиленням керованого параметра від заданого. В ідеальному, для користувача, варіанті система гідро-, пневмоприводу, отримавши на вхід інформацію про мету управління, буде виконувати з бажаними показниками якості та точності заданий функціональний рух. Таким чином, система гідро-, пневмоприводу, по суті,

повинна мати якості самоналагоджуваної системи [4].

Перспективною тенденцією схемного розв'язання проблем систем гідроприводів є використання систем з адаптацією, збудованих з використанням LS (load sensing – чутливий до навантаження) модулів [15]. Такі системи містять об'ємний насос з регульованою подачею та мають кращі енергетичні показники.

Застосування мехатронного підходу при створенні машин з гідравлічним або пневматичним приводом та комп'ютерним управлінням визначає їх основні переваги порівняно з традиційними засобами автоматизації [30]:

- відносно невелику ціну завдяки високому ступеню інтеграції, уніфікації і стандартизації усіх елементів та інтерфейсів;
- високу якість реалізації складного та точного руху виконавчих механізмів внаслідок застосування методів інтелектуального управління;
- високу надійність, довговічність та захищеність від збурень;
- конструктивну компактність модулів (аж до мініатюризації в мікромашинах);
- покращення масогабаритних та динамічних характеристик машин внаслідок спрощення кінематичних і комунікаційних ланок;
- можливість інтегрування функціональних модулів у складні системи і комплекси під конкретні завдання замовника.

Сучасною тенденцією проектування і виробництва промислового устаткування є використання блочно-модульного принципу. Для сучасних систем гідро- і пневмоприводу такими модулями є мехатронні модулі руху – синергетична сукупність механічних (гідромеханічних, пневмомеханічних), електротехнічних, електронних компонентів, інформаційних і програмних засобів, які реалізують досягнення заданого керованого руху. Це дозволяє:

- 1) проводити декомпозицію складних систем гідро- і пневмоприводу, зменшуючи кількість степенів вільності, отримувати їх ієрархічну структуру;
- 2) за результатами структурного синтезу спростити їх схемну реалізацію за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування;
- 3) використовувати типові модулі при побудові систем гідро-, пневмоприводу.

Однією з основних вимог, що ставиться до сучасних систем гідро-, пневмоприводу, є покращення їх шумових характеристик (зменшення шуму та

вібрації), які досить жорстко регламентовані відповідними ДСТУ. Для систем гідроприводу на сьогодні існує два шляхи вирішення цієї проблеми. Перший – використання новітньої серії насосів, які мають краще компонування блоків управління, і системи управління від ПК та забезпечують: безступінчасте регулювання тиску та подачі; можливість обмеження потужності; високу точність, завдяки наявності замкнутого контуру регулювання з датчиками тиску та кута повороту похилої шайби; високу швидкодію; дозволяють пристосовувати параметри під конкретні вимоги замовника [36]. Другий – застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску робочої рідини [7]. Для систем пневмоприводів – це застосування гасителів шуму.

Поліпшення енергетичних характеристик гідроагрегатів за рахунок підвищення рівня тиску, використання гідропневмоакумуляторів, які використовують як основні, додаткові чи аварійні джерела енергії, що дозволяє забезпечити надійність роботи системи, знизити потужність джерела живлення, рекуперацію потужності у машинах циклічної дії, зменшити розміри та вартість елементів системи, суттєво підвищити ККД тощо.

Підвищення показників технічного рівня, енергетичних характеристик, ефективності функціонування та експлуатації систем гідро- і пневмоприводу можливе за рахунок використання гідроапаратів з суттєво поліпшеними статичними і динамічними характеристиками, в тому числі і з осциляцією [3]; застосування апаратів вкрутного монтажу, у тому числі з пропорційним управлінням. Використовувати для виготовлення ущільнень потрібно нові термопластичні поліуретани Р6000, які стійкі до екструзії та високих температур, хімічно стійкі та мають малий коефіцієнт тертя. Поліпшенню енергетичних характеристик систем гідро- і пневмоприводу сприяє використання високоінтегрованих модулів, у тому числі таких, що об'єднують декілька функцій.

Таким чином, підвищення показників технічного рівня, поліпшення енергетичних характеристик та ефективності функціонування і експлуатації в промисловості систем гідро- і пневмоприводу лежить в площині застосування мехатронного підходу, замкнутих систем з комп'ютерним управлінням, використання при їх побудові блочно-модульного принципу, новітньої серії насосів, компресорів, гідропневмоакумуляторів, гідравлічних та пневматичних компонентів з суттєво поліпшеними статичними і динамічними характеристиками.

2.2. Зв'язок надійності з економічною ефективністю

Сучасний рівень технічного виробництва принципово дозволяє створювати вироби практично з будь-якою високою надійністю, питання полягає в тому, які витрати і час будуть потрібні для досягнення поставленої мети. Витрати на створення приводу з високою надійністю можуть бути настільки великі, що ефективність від підвищення надійності не покриє витрат у процесі експлуатації машини.

Таким чином, при забезпеченні потрібного рівня надійності перш за все потрібно виходити з отримання найбільшої сумарної економічної ефективності з урахуванням витрат на розробку, виробництво та експлуатацію і того позитивного ефекту, який отримують при використанні машини за призначенням.

Оцінку економічної ефективності приводу здійснюють порівнянням сукупності найважливіших показників його якості з відповідною сукупністю показників базового зразка, який характеризує оптимальний рівень якості продукції цього виду і типорозміру [19]. В умовах ринкової економіки найважливішим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження у промисловість розроблюваного приводу, – є економічний ефект. Зазначимо, що під ефектом зазвичай розуміють різницю між результатами та витратами або абсолютну величину вигоди, одержаної від впровадження наукових розробок. В умовах товарно-грошових відносин виміром ефекту є грошова одиниця.

При визначенні госпрозрахункового економічного ефекту розраховують масу прибутку, яка є синтетичним показником діяльності підприємства і найбільш поширеним показником визначення ефекту при виконанні проектних робіт. Комерційний ефект на основі маси прибутку розраховують як величину залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства [47]

$$\Pi = \sum_{i=1}^t (P_t - B_t - \Pi_{\text{прт}}) \alpha_t, \quad (2.1)$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймають $t = 5$ років; B_t – вартісна оцінка витрат на виробництво виробу в t -му періоді; P_t – вартісна оцінка результатів виробництва в t -му періоді; $\Pi_{\text{прт}}$ – податок на прибуток в t -му періоді; α_t – коефіцієнт дисконтування результатів, що враховує фактор часу, який розраховують згідно із залежністю [25]

$$\alpha_t = \frac{1}{(1 + E_{\text{пр}}^*)^{t_1 - 1}}, \quad (2.2)$$

де $E_{\text{пр}}^*$ – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактора часу, $E_{\text{пр}}^* = 0,1$ [25]; t_1 – кількість років, що відокремлюють результати цього року від кінця розрахункового періоду.

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в t -му періоді визначають за формулою [47]

$$P_t = \Pi_{\text{од}} N_{\text{ф}}, \quad (2.3)$$

де $\Pi_{\text{од}}$ – ціна одиниці виробу, що проектується [29]; $N_{\text{ф}}$ – фактичний річний обсяг продаж з урахуванням ступеня ризику $\beta = 5 \%$, який розраховують за формулою

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{річ}} \left(1 - \frac{\beta}{100} \right), \quad (2.4)$$

де $N_{\text{річ}}$ – річний обсяг випуску приводу.

Величину вартісної оцінки витрат на виробництво виробу в t -му періоді визначають за формулою

$$B_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}}, \quad (2.5)$$

де $C_{\text{повн}}$ – повна собівартість одиниці продукції, яка визначається за інформацією підприємств-виробників, наприклад [28].

Величину податку на прибуток розраховують за формулою [47]

$$\Pi_{\text{прт}} = \frac{(P_t - B_t) \% \Pi_{\text{прт}}}{100}, \quad (2.6)$$

де $\% \Pi_{\text{прт}}$ – затверджений відсоток податку на прибуток, $\% \Pi_{\text{прт}} = 25 \%$.

На наступному етапі проводять оцінку конкурентоспроможності розробленого приводу за показниками його технічного рівня. Для цього параметри розробленого приводу зіставляють з аналогічними параметрами еталонного. Значення показників технічного рівня визначають розрахунковим методом за нормативно-технічною документацією. Зауважимо, що відповідно до [19] оцінку приводу проводять за тим показником, за яким є дані про аналог.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного приводу-еталона розраховують за формулою [47]

$$I_i = \frac{P_i}{P_i^e}, \quad (2.7)$$

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно значення i -го споживчого параметра оцінюваного виробу і виробу-еталона.

Відносний показник рівня звуку визначають за формулою [19]

$$L = 10^{\frac{\Delta p}{20}}, \quad (2.8)$$

де Δp – різниця тисків у гідроприводі.

Значення відносного показника рівня звуку визначають за таблицями, наведеними в [19], залежно від точності підтримування тиску в приводі.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховують за формулою

$$I_3 = \sum_{i=1}^n B_i I_i, \quad (2.9)$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметра; B_i – величина вагомості i -го параметра.

Рівень показників технічного рівня приводу визначають за формулою

$$K = \frac{I_3}{I_{\text{ва}}}, \quad (2.10)$$

де $I_{\text{ва}}$ – зведений індекс показників технічного рівня приводу-аналога.

Якщо невідомі номінальні значення тиску, витрати, ККД і надійності аналога, проекту та еталона, при розрахунку показників технічного рівня вважають, що вони однакові. За розрахунком зведеного індексу показника технічного рівня приводу встановлюють його належність до категорії якості, якщо він більш ніж 0,8, то привід за показниками технічного рівня відповідає вищій категорії якості (кращим аналогам), а якщо більше за 1,0, то перевищує світовий рівень [19].

За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу за залежністю (2.9) визначають конкурентоспроможність розробленого приводу. Якщо $K \geq 1,0$, тобто розроблений привід за показниками технічного рівня перевищує привід-аналог.

Економічну ефективність підвищення надійності приводу визначають на основі загального принципу зіставлення результатів і витрат. Збільшення надійності приводу пов'язане зі збільшенням витрат на їх виробництво і відповідно до їх цін. Це призводить до зростання витрат на їх придбання у споживачів і амортизаційних відрахувань на реновацію. Однак вони зазвичай перекриваються перевагами в експлуатації. До них належать зменшення витрат на ремонти з відновлення працездатності машини та величини матеріальних

збитків при їх відмовах.

Розрахунок економічної ефективності приводу базується на використанні поширених показників величин фактичного та попереднього ефекту нововведень [46]. Серед них – маса і норма прибутку, чиста поточна вартість та коефіцієнт чистої поточної вартості $K_{\text{чпв}}$, внутрішня норма дохідності та ін. Ефект у виробництві розраховували як різницю витрат і відповідно ціни при різних рівнях надійності приводу і переваг, які отримує споживач при підвищенні надійності машини. Необхідно зазначити, що для приводів характерна наявність значної номенклатури типових елементів. Тому залежність величини собівартості їх виготовлення від рівня їх надійності є величиною дискретною.

В основу цих розрахунків закладено необхідність оптимізації техніко-економічних параметрів машини, що дозволяє встановити раціональні границі їх підвищення на підставі розрахунку величини економічного ефекту від виробництва та використання виробів із різним рівнем їх техніко-економічних параметрів. Зазвичай використовують метод функціонально-вартісного аналізу, на основі якого визначають найбільш раціональні шляхи підвищення надійності конструкції приводу. При використанні цього методу досить повно враховуються економічні наслідки від відмови приводу. Проводять оптимізацію одного з найважливіших показників надійності приводу – інтенсивності відмов, який характеризує як витрати на ремонт, так і величину економічних збитків, що мають місце у результаті відмови промислових зразків. Цільова функція для розв’язання цієї задачі має вигляд [46]

$$B = K_p C_i C_{\text{тм}} (\alpha_t + H_{ai}) + n_{\text{пр}i} t_{\text{в}i} \alpha + C_{\text{то}i} + C_{\text{вн}i} + C_{\text{ін}i} \rightarrow \min, \quad (2.11)$$

де B – величина приведених витрат при визначенні величини попереднього ефекту приводу або величина їх ціни у першому наближенні; K_p – коефіцієнт, що враховує перевищення ціни над собівартістю (рівень рентабельності), $K_p = 1,25$ [47]; C_i – собівартість виготовлення i -го приводу або його елемента; $C_{\text{тм}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та транспортування виробу споживачу, $C_{\text{тм}} = 1,04$ [47]; α_t – коефіцієнт дисконтування, який враховує фактор часу, на сьогодні його чисельна величина в Україні може бути прийнята у розмірі $0,1$; H_{ai} – норма амортизації i -го приводу на реновацію у відсотках від його відпускну ціни, $H_{ai} = 15\%$ [25]; $n_{\text{пр}i}$ – кількість простоїв через відмову i -го приводу чи машини протягом року, визначається на основі теорії

надійності; t_{bi} – середній час відбудови i -го приводу чи його елемента; α – часові витрати від відмови приводу; C_{toi} – витрати на технічне обслуговування i -го приводу; C_{bni} – витрати на непланові ремонти i -го приводу; C_{ini} – інші витрати, що мають місце в конкретних умовах експлуатації приводу.

За аналізом літературних джерел приймають: t_{bi} – середній час відновлення i -го приводу чи його елемента; α – часові витрати від відмови приводу; n_{pri} – кількість простоїв через відмову i -го приводу; C_{bni} – витрати на непланові ремонти i -го приводу, інші величини, що входять до цільової функції (2.11).

Собівартість виготовлення i -го приводу визначають за залежністю [47]

$$C_i = C_{\text{пит}} P(t), \quad (2.12)$$

де $C_{\text{пит}}$ – питома собівартість приводу-аналога, грн/імовірність безвідмовної роботи приводу; $P(t)$ – величина імовірності безвідмовної роботи приводу (основного технічного параметра).

При розрахунку імовірності безвідмовної роботи приводу з використанням варійованих параметрів значення інтенсивності відмов окремих його елементів обмежуються їх крайніми значеннями.

Як параметричне обмеження приймають $0 < P(t) \leq 1$.

У загальному випадку мінімум функції (2.11) може бути знайдений за допомогою програм, наведених у роботі [11], наприклад методом найшвидшого спуску. Визначають значення цільової функції в крайніх точках надійності. Зазначимо, що мінімальним витратам на ремонт і величині економічних збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого приводу.

Склад економічних збитків при експлуатації приводу в машині. При виході з ладу приводу порушується робота машини. Зазначимо, що рівень надійності приводу впливає не тільки на величину витрат на його ремонт та обслуговування. Його відмова призводить до простою машини, що, в свою чергу, викликає збитки, пов'язані зі зниженням випуску виробів.

Економічну оцінку величини матеріальних збитків у споживача Z_3 виконують на підставі використання правила тотожності зіставлення величин ефектів за варіантами. При цьому всі види збитків, пов'язані з простоями машини, розраховують у порівнянні з їх нормативною продуктивністю за відсутності відмов та її величиною за наявності відмов. Зростання капіталовкладень ΔK у зв'язку з необхідністю створення додаткових виробничих потужностей у результаті недовикористання існуючої машини та

відмовою приводу розраховують за формулою

$$\Delta K = K_1 \Pi_d T_{\text{пр}}, \quad (2.13)$$

де K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одиниці продукції; Π_d – добова продуктивність машини; $T_{\text{пр}}$ – кількість діб простою машини на рік у зв'язку з відмовою приводу.

Втрати прибутку $\Delta\Pi$ визначають як різницю між ціною Π_1 та середньою собівартістю C_1 одного виробу, помножену на час простою обладнання, і добовою продуктивністю за залежністю

$$\Delta\Pi = (\Pi_1 - C_1) T_{\text{пр}} \Pi_d. \quad (2.14)$$

У формулі (2.14) різницю $(\Pi_1 - C_1)$ подають як $\Pi_1 \% \text{Пр}$, де $\% \text{Пр}$ – відсоток прибутку у ціні на одиницю виробу.

Експлуатаційні збитки при відмові приводу ΔE розраховують за формулою

$$\Delta E = C_p + \Delta A + \Delta \text{НВ}, \quad (2.15)$$

де C_p – річні витрати на усунення раптових відмов приводу; ΔA – недоамортизація обладнання на одиницю продукції у результаті зменшення випуску продукції; $\Delta \text{НВ}$ – зростання накладних витрат у собівартості одиниці продукції у зв'язку з простоєм машини.

Складові, які входять до (2.15), визначають за такими формулами:

$$C_p = n_v [C_m + 3\Pi_p t_p (1 + \% 3\Pi) + 3\Pi_{\text{г}} t_p \% \text{НВ}],$$

де n_v – кількість відмов приводу, од./рік; C_m – вартість матеріалів на один ремонт, грн/од.; $3\Pi_p$ – заробітна плата ремонтного персоналу, грн/рік; $\% 3\Pi$ – нарахування на заробітну плату у відсотках; $3\Pi_{\text{г}}$ – годинна заробітна плата ремонтників, грн/год; t_p – час заміни приводу, год/од.; $\% \text{НВ}$ – відсоток накладних витрат до заробітної плати;

$$\Delta A = \frac{\Pi_{\text{об}} H_a T_{\text{пр}}}{\Phi_d}, \quad (2.16)$$

де H_a – норма амортизації обладнання, 15 %; Φ_d – дійсний річний фонд роботи обладнання, діб/рік;

$$\Delta \text{НВ} = \frac{\Pi_1 (1 - \% \text{Пр}) \gamma_{\text{НН}} \Pi_d \Phi_d T_{\text{пр}}}{\Phi_d}, \quad (2.17)$$

де $\% \text{Пр}$ – відсоток прибутку у ціні на одиницю виробу; $\gamma_{\text{НН}}$ – питома вага

накладних витрат у собівартості одиниці виробу.

Визначають окремі складові, що входять до формули (2.15), та зростання капіталовкладень у зв'язку з необхідністю створення додаткових виробничих потужностей; втрати прибутку; експлуатаційні збитки. Проводять аналіз складу економічних збитків при експлуатації приводу в машині.

Приклад 2.1. Розрахувати величини залишкового прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, для гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем. Дано: період випуску і реалізації виробу становить 5 років; річний обсяг випуску гасителів пульсацій тиску становить 50 шт., а стендів – 5 шт.; ціна гасителя пульсацій тиску становить 1554 грн, а стенда для випробування гідроапаратури з гасителем – 45760 грн.

Розв'язок. Розрахунок величини залишкового прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, та окремих його складових проводили за формулами (2.1)–(2.6), результати розрахунку зводили в табл. 2.1.

З табл. 2.1 видно, що при реалізації 50 гасителів пульсацій тиску величина залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства, становить 10959 грн у рік, (одного гасителя – 219 грн у рік), а 5 гідроагрегатів стендів для випробування гідроапаратури з гасителем пульсацій тиску – 46078 грн у рік (одного гідроагрегату стенда – 9215,5 грн у рік). Таким чином, виробництво гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем є повністю економічно обґрунтованим.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку величини залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства при реалізації гасителя пульсацій тиску (ГПТ) та гідроагрегату (ГА) стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (ГА з ГПТ)

ГА	Показник, грн								
	$C_{\text{од}}$	$N_{\text{річ}}$	$N_{\text{ф}}$	$C_{\text{повн}}$	$З_t$	P_t	$H_{\text{прт}}$	П	П/5
ГПТ	1554	50	47	1243	62150	73038	2722	54794	10959
ГА з ГПТ	45760	5	5	36602	183020	228800	11445	230388	46078

Приклад 2.2. Дати оцінку конкурентоспроможності гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем. Як еталон взяти гаситель пульсацій тиску без пружних елементів. При розрахунку показників технічного рівня прийняти, що номінальні значення тиску, витрати, ККД, надійність аналога, проекту та еталона однакові. Номінальні параметри гасителів пульсацій тиску та стенда для випробування гідроапаратури з гасителем задані (табл. 2.2 і 2.3).

Розв'язок. Параметри розробленого гасителя пульсацій тиску зіставляли з аналогічними параметрами гасителя без пружних елементів. Використовували формули (2.7) – (2.10). Вагомість показника в балах визначали шляхом експертних оцінок. Зазначимо, що вагомість показника можна взяти з літератури, наприклад з роботи [14]. Значення відносного показника рівня звуку визначали за таблицями, наведеними в [14], залежно від точності підтримування тиску в гідроагрегаті.

Зведений індекс показника технічного рівня гасителя пульсацій тиску становить 0,9746. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу (табл. 2.2), за залежністю (2.10) визначили конкурентоспроможність розробленого гасителя. $K = 1,04$, тобто розроблений гаситель пульсацій тиску за показниками технічного рівня перевищує виріб-аналог.

Таблиця 2.2 – Оцінка показників технічного рівня розробленого гасителя пульсацій тиску

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1. Коефіцієнт гасіння	6	8	10	0,6	0,8	0,1	0,06	0,08
2. Перевищення тиску від номінального при різкому перевантаженні гідроагрегата, %	10	7	7	0,7	1,0	0,05	0,035	0,05
3. Маса, кг	3,5	3,7	3,5	1,0	0,946	0,1	0,1	0,0946
4. Відносний рівень звуку	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,7	0,7	0,7
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,936	0,9746

Підвищення технічного рівня гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (табл. 2.3) обумовлено тим, що використання гасителя пульсацій тиску дозволило підвищити точність підтримання в ньому тиску та зменшити рівень шуму.

За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня

гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (табл. 2.3) він становить 0,9946, за класифікацією [19] за технічним рівнем відповідає кращим аналогам. Конкурентоспроможність розробленого гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем $K = 1,064$, тобто за показниками технічного рівня він перевищує виріб-аналог.

Таблиця 2.3 – Оцінка показників технічного рівня гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Точність підтримання тиску в гідроагрегаті, %	7,93	3,7	3,5	0,44	0,946	0,1	0,044	0,0946
2. Відносний рівень звуку	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
3. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,85	0,85	0,85
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,935	0,9946

Приклад 2.3. Дати економічну оцінку надійності гасителя при розробці та експлуатації. Дано: середній час відновлення i -го гасителя чи його елемента $t_{Bi} = 2,4$ год; часові витрати від відмови гасителя $\alpha = 18,8$ грн/год; кількість простоїв через відмову i -го гасителя $n_{при} = 1,3/P(t)$ 1/імовірність безвідмовної роботи гасителя; витрати на непланові ремонти i -го гасителя $C_{внi} = 410/P(t)$ грн/імовірність безвідмовної роботи гасителя; питома собівартість гасителя-аналога, $C_{пит} = 1253$ грн/імовірність безвідмовної роботи гасителя. Відомі граничні значення імовірності безвідмовної роботи гасителя за 10 000 год: $P_{max}(10\,000) = 0,94$; $P_{min}(10\,000) = 0,893$.

Розв’язок. Приймали, що середній час відбудови i -го гасителя чи його елемента t_{Bi} , часові витрати від відмови гасителя α , витрати на технічне обслуговування i -го гасителя $C_{тоi}$ та інші витрати $C_{інi}$, які залежать від конкретних

умов експлуатації гасителя, кваліфікації обслуговуючого персоналу та оснащення підприємства, для варіантів, що розглядаються, є однаковими. Це дозволило цільову функцію (2.11) записати у вигляді

$$B = K_p C_i C_{tm} (E_t + H_{ai}) + n_{pri} t_{vi} \alpha + C_{vni} \rightarrow \min. \quad (2.18)$$

Визначали за залежністю (2.12) собівартість виготовлення i -го гасителя. Вводили параметричне обмеження $0 < P(t) \leq 1$.

Визначення цільової функції в крайніх точках надійності при імовірності безвідмовної роботи гасителя, що дорівнює 0,979 та 0,893, показало, що вона відповідно становить 2472,04 грн та 2342,92 грн. Таким чином, мінімальним витратам на ремонт і величині економічних збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого гасителя.

Аналіз залежності величини приведених витрат (2.18) показує, що зі зменшенням надійності гасителя зменшується перший доданок, який є добутком рівня рентабельності, собівартості виготовлення гасителя, коефіцієнта, що враховує витрати на монтаж та транспортування, на суму коефіцієнта дисконтування і норми амортизації на реновацію. При цьому збільшуються два інших доданки, які характеризують добуток кількості простоїв через відмову гасителя на середній час його відбудови і часові витрати від цієї відмови, та витрати на непланові ремонти. Прирівнявши перший доданок до двох інших, визначили граничний рівень імовірності безвідмовної роботи гасителя (надійності). Згідно з розрахунками він становить $P_{gr} = 0,48$, а імовірність безвідмовної роботи розробленого гасителя, у якого всі елементи мають максимальне значення інтенсивності відмов (виконані на межі технологічних допусків – мають максимальні значення інтенсивності відмов) $P = 0,893$. Мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи розробленого гасителя в 1,86 рази перевищує граничне значення, таким чином, надійність розробленого гасителя достатньо висока.

Приклад 2.4. Визначити склад економічних збитків при експлуатації гасителя пульсацій тиску в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів. Дано: %Пр – відсоток прибутку у ціні на один гідроапарат, 0,32; γ_{HH} – питома вага накладних витрат у собівартості одного гідроапарата, 0,15; K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одного гідроапарата, 423 грн; Π_d – добова продуктивність стенда, 14 шт./добу; $T_{пр}$ – кількість діб простою стенда на рік у зв'язку з відмовою гасителя, 0,07 діб/рік.

Розв'язок. За формулою (2.13) розраховували збільшення капіталовкладень ΔK , а за формулою (2.14) збільшення капіталовкладень ΔK у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей, у результаті недовикористання існуючого стенда. Використовуючи формули (2.16) і (2.17), визначали складові, що

входять до формули (2.15). У результаті розрахунку отримали: $C_p = 45,3$ грн; $\Delta A = 0,5$ грн; $\Delta H_B = 125,95$ грн, тоді отримали $\Delta E = 171,75$ грн. Результати розрахунку зводили в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Втрати споживачів та їх питома вага

Од. вим.	Додатко- ві капі- тало- вкладен- ня	Втрати прибут- ку	Експлуатаційні збитки				Загальна сума збитків
			непла- нові ре- монти	недо- амор- тизація	зростан- ня на- клад- них витрат	загальна сума	
грн	414,5	192,6	45,3	0,5	125,95	171,75	778,85
%	53,22	24,73	5,82	0,06	16,17	22,05	100

Таким чином, економічні збитки при експлуатації гасителя в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів становлять: збільшення капіталовкладень у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей – 414,5 грн; втрати прибутку – 192,6 грн; експлуатаційні збитки – 171,75 грн.

Найбільшу питому вагу збитків становлять втрати на додаткові капіталовкладення – більш ніж 53 % та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенда – майже 25 % (табл. 2.4). Зауважимо, що абсолютні величини збитків збільшуються при випуску гідроапаратів з більш високою ціною.

2.3. Показники надійності

Показники надійності використовуються для порівняння варіантів конструктивних рішень, обґрунтування заходів щодо підвищення технічного рівня, розробки технології експлуатації, ремонтів та зберігання, встановлення норм запасних частин. Всі показники надійності поділяють на одиничні та комплексні. Одиничні показники характеризують одну будь-яку властивість надійності приводу, а комплексний показник – декілька властивостей, що становлять надійність.

Усі показники надійності визначаються станом приводу, яких може бути два: працездатний (працездатність) і непрацездатний (непрацездатність).

Працездатний стан – стан приводу, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, встановлених нормативно-технічною документацією (ДСТУ, технічними умовами та іншою документацією з експлуатації приводу).

Непрацездатний стан – стан приводу, при якому значення будь-якого

заданого параметра, який характеризує його здатність виконувати задані функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної документації.

Безвідмовна робота (безвідмовність) – властивість приводу безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу або деякого напрацювання.

Напрацювання – тривалість або обсяг роботи приводу, які можна виражати часом у годинах, циклами спрацювань, обсягом виконаної роботи в тоннах, кубометрах та ін.

У процесі експлуатації або дослідження розрізняють напрацювання добове, місячне, річне, напрацювання до першої відмови, до першого ремонту тощо.

Привід у будь-який момент часу знаходиться в справному чи несправному стані.

Справний стан – стан, при якому привід відповідає всім вимогам, встановленим нормативно-технічною документацією. Якщо привід не відповідає хоча б одній вимозі, встановленій нормативно-технічною документацією, то такий стан вважається несправним, тобто в приводі виникла якась несправність.

Непрацездатний стан приводу виявляється через відмову.

Відмовою називається подія, яка порушує працездатність приводу. Для кожного приводу ознаки відмов встановлено у нормативно-технічній документації.

Зазначимо, що несправний привід може бути працездатним, причому група параметрів, яка визначає його працездатність, знаходиться у заданих межах, а деякі характеристики, які безпосередньо не впливають на працездатність, не відповідають вимогам. Наприклад, пошкодження фарбування, іржа, невеликі тріщини тощо, які є несправностями, але до певних меж не впливають на працездатність. До непрацездатного стану привід може перейти тільки через відмову як зі справного стану, так і з несправного, але такого, що працює.

Безвідмовна робота – властивість приводу безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу або деякого напрацювання.

Довговічність – властивість приводу зберігати працездатність до початку граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів. Граничний стан визначають ознаки, які застережені в технічній документації.

Граничний стан – стан, при якому подальша експлуатація приводу

повинна бути зупинена через не усунене порушення вимоги безпечності, зниження ефективності експлуатації та необхідність проведення ремонтів. Ознаки граничного стану встановлюються експлуатаційною документацією.

Основними показниками граничного стану є моральне та фізичне зношення. Моральне зношення обумовлене тим, що споживча вартість машини стає менше допустимої, встановленої для цієї галузі промисловості. Фізичне зношення призводить до збільшення витрат, пов'язаних з ненадійністю приводу.

Для оцінки довговічності використовують дві категорії показників. До першої належать показники, що характеризують вихід за допустимі межі основних технічних характеристик, вихідних параметрів (ККД, тиск, потужність, швидкість тощо). У цьому випадку основними показниками надійності буде ресурс (або термін служби).

До другої категорії належать показники, що характеризують здатність приводу виконувати свої функції з мінімальними витратами на ремонт та обслуговування.

Показником, який визначає довговічність приводу, є коефіцієнт технічного використання [40]:

$$K_T = \frac{T_p}{T_p + \sum_{i=1}^n T_{pmi}},$$

де T_p – час роботи приводу за період експлуатації; T_{pmi} – сумарна тривалість ремонту за цей період експлуатації.

Коефіцієнт технічного використання є безрозмірним ($0 < K_T < 1$) і чисельно рівним імовірності того, що в довільно взятий момент часу привід працює, а не знаходиться у ремонті.

Час, який витрачається на ремонт і технічне обслуговування приводу, залежить не тільки від методів експлуатації та технології ремонту, а також від його конструкції, пристосованості до ремонтів, тобто від ремонтпридатності.

Ремонтпридатність – властивість приводу пристосовуватися до попередження і виявлення причин виникнення його відмов, пошкоджень та усунення їх наслідків шляхом проведення ремонтів і технічного обслуговування.

Зберігання – властивість приводу безперервно зберігати справний та працездатний стан протягом і після зберігання або транспортування.

За можливістю відновлення приводи поділяються на відновні і невідновні.

Відновним вважається привід, працездатність якого у випадку виникнення відмови може бути відновлена, а відновлення передбачене системою ремонтів.

Працездатність невідновних приводів після відмови відновленню не підлягає з технічних або експлуатаційних причин. Для невідновних приводів поняття довговічності співпадає з поняттям безвідмовності.

Приводи, деталі та вузли яких після першої відмови замінюють, становлять групу невідновних. До них належать ущільнення, пружини, прокладки, кульові та голчаті клапани, фільтри, підшипники, шестерні тощо. До відновних елементів, які підлягають ремонту, належать: гідро розподільники, торцеві розподільники, ротори, клапани, гідроциліндри тощо.

2.4. Класифікація відмов

Для аналізу та кількісної оцінки надійності приводу використовують поняття «відмова» і «пошкодження». Підвищення надійності приводу є загальнотехнічним завданням, яке вирішується на усіх етапах проектування, виготовлення та експлуатації. Залежно від призначення та умов експлуатації приводу вплив виробництва на розподіл відмов змінюється.

Пошкодження – це подія, при якій порушена справність приводу або його складових частин через вплив зовнішніх факторів, які перевищують рівні, встановлені нормативно-технічною документацією. Пошкодження, які є причинами відмов, бувають значними і незначними, при яких працездатність приводу не порушується.

Класифікація відмов здійснюється за різними ознаками, головними з яких є причини виникнення, характер змін параметрів приводу до моменту завершення відмови, ступінь впливу відмови на працездатність, можливість прогнозування та ін., рис. 2.1.

Причини виникнення відмов поділяють на чотири групи.

1. Відмови, що є наслідком грубих похибок, пов'язаних з порушенням норм проектування, з недотриманням вимог нормативно-технічної документації на проектування (ДСТУ, ТУ тощо), з порушенням технології виробництва та вимог, встановлених конструкторською і технологічною документацією, з порушенням правил та умов експлуатації.

2. Відмови, викликані прихованими дефектами та пошкодженнями,

виявлення та попередження яких потребує спеціальних досліджень фізико-хімічних процесів, що відбуваються в реальних умовах експлуатації, наприклад зміна характеристик з'єднаних поверхонь у період роботи приводу залежно від навантаження та температури.

3. Відмови, викликані зовнішніми впливами (динамічними навантаженнями, температурою, вібраціями тощо), значення яких перевищують встановлені розрахунком.

4. Відмови, викликані природним старінням та спрацюванням матеріалів і зміною властивостей робочої рідини в процесі експлуатації.

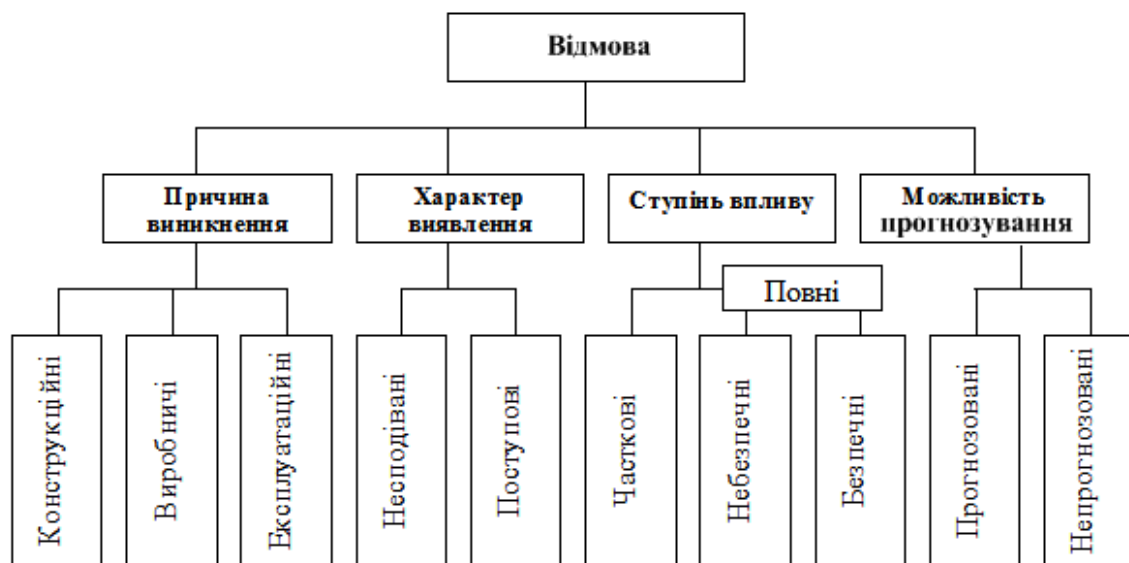


Рисунок 2.1 – Класифікація відмов

Відмови класифікують за різними ознаками, основними з яких є причини виникнення несправностей, що приводять до відмови, характер зміни параметрів приводу, тобто характер проявлення відмови до моменту втрати працездатності, можливість прогнозування відмови.

Конструктивна відмова обумовлена похибками при проектуванні та недотриманням норм і правил проектування. Зазвичай конструктивні відмови багаторазово виявляються в період експлуатації, тобто стають систематичними. Причини таких відмов можуть бути з певною достовірністю встановлені та усунені.

Виробнича відмова виникає через порушення встановленого процесу виготовлення і ремонту (використання матеріалів з властивостями, відмінними від заданих технічною документацією, використання некондиційних комплектуючих тощо). Виробничі відмови також можуть бути систематичними.

Експлуатаційні відмови є наслідком порушення встановлених правил та умов експлуатації, а також зношуванням з'єднаних деталей, зміною властивостей робочої рідини, похибок операторів тощо.

За характером виявлення всі відмови поділяються на несподівані та поступові. Швидкість зміни узагальненого параметра, який характеризує працездатність приводу (тиск, витрата, ККД і т. ін.), при поступових відмовах має скінчене значення. Поступові відмови приводу є наслідком незворотних змін у часі його властивостей, спричинених старінням, зношуванням, накопиченням пошкоджень внаслідок втоми, забрудненням фільтрів та дроселів, облітерацією запірно-регулюючих елементів тощо.

Несподівані відмови характеризуються раптовою зміною швидкості узагальненого параметра під дією одного або декількох збурюючих впливів. Основною ознакою несподіваних відмов є незалежність моменту їх виникнення від тривалості попередньої роботи приводу. Наприклад, поломка та деформація деталей внаслідок перевантаження.

Відмови, виникнення яких пов'язане зі зміною параметрів приводу, називають параметричними. Поняття «параметрична відмова» і «поступова відмова» – різні, оскільки параметричні відмови можуть включати поступові та раптові, якщо є аналітичний опис відповідного процесу. Поділ відмов на поступові та раптові – умовний та пов'язаний з можливістю контролю процесу.

Поступові відмови, які можна контролювати та прогнозувати, називають прогнозованими. Якщо позначити час початку розвитку відмови як t_0 , а час завершення відмови як t_a , то $\Delta t = t_a - t_0$ називається часом експозиції відмови. Якщо швидкодія системи контролю t_k , то при $\Delta t < t_k$ відмова вважається прогнозованою, а при $\Delta t > t_k$ – непрогнозованою і її можна віднести до категорії раптових.

Залежно від призначення, конструювання, виробництва та експлуатації приводу значення у розподіленні відмов змінюється. Для приводів, до яких ставляться досить жорсткі вимоги якості виробництва та експлуатації, розподіл відмов за причинами виявлення буде наближатися до рівномірного. Для приводів, що працюють у тяжких умовах експлуатації (дорожні, сільськогосподарські, гірничовидобувні та інші машини), найбільша частка відмов визначається експлуатаційними причинами. Намагання підвищити тиск робочої рідини в приводі призведе до збільшення відсотка відмов, пов'язаних з негерметичністю елементів.

Нижче наведено середній за різними типами приводів розподіл відмов у відсотках за категоріями і причинами.

Відмови за причиною виникнення	встановленому рівню	15	
конструктивні	20	через відсутність функціонування	15
виробничі	50	через порушення динамічної	
експлуатаційні	30	стійкості	10
Відмови за характером проявлення	через руйнування силових елементів	15	
несподівані	40	Відмови елементів приводу	
поступові	60	трубопроводів і шлангів	35
прогнозовані	20	розподільчих пристроїв типу	
непрогнозовані	80	плунжер-гільза	20
Відмови за ознакою виявлення	елементів автоматики	10	
через негерметичність	45	дроселів і фільтрів	25
через невідповідність параметрів	силових елементів	10	

2.5. Фактори, які визначають надійність гідроприводу

На всіх стадіях життєвого циклу приводу відбувається поетапний контроль його параметрів. Незважаючи на це, в процесі експлуатації приводу спостерігаються відмови. Поява відмов пояснюється роботою приводу в складних умовах, при цьому різні процеси і фактори змінюють в часі значення функціональних параметрів. Крім того, в процесі життєвого циклу приводу має місце відхилення фізичних властивостей та міцності матеріалів від заданих, нестабільність й ідентичність технологічного процесу, змінність зовнішніх впливів та навантажень. Всі процеси, які впливають на працездатність приводу, можна розділити на три категорії.

1. Швидкоплинні процеси, які характеризуються великими швидкостями і періодичністю зміни параметрів, що визначаються частками секунди. До таких процесів належать вібрації елементів, що виникають через їх механічні коливання та резонансні збудження, пульсації тиску робочої рідини та ін. Ці процеси впливають на взаємозв'язок та взаємне розташування елементів і спотворюють робочий цикл приводу.

2. Процеси середньої швидкості, які відбуваються за час безперервного циклу роботи машини; їх тривалість вимірюється хвилинами і годинами. До таких процесів належать зміни температури робочого середовища і робочого тіла, вологості, фізичних властивостей робочої рідини, властивостей ущільнень та ін. Такі процеси приводять до поступової зміни характеристик приводу.

3. Процеси, що спливають повільно за весь час експлуатації. До них

належать зношення поверхонь тертя, природне старіння, утома матеріалів, сезонні зміни температури, вологість та ін. Вони спричиняють експлуатаційні відмови.

Крім зазначених процесів, на працездатність приводу впливає багато різних випадкових факторів, які передбачити заздалегідь та урахувати неможливо. За своєю природою вони є детермінованими, а за впливом на конкретний привід – випадковими. Класифікацію факторів, що визначають надійність приводу, показано на рис. 2.2.

Кліматичні фактори. До них належать температура, вологість, атмосферний тиск, сонячна радіація та пил оточуючого середовища.

Умови експлуатації вважаються нормальними, коли температура оточуючого середовища 293 ± 10 К, відносна вологість повітря 60 ± 20 %, атмосферний тиск 1000 ± 67 гПа, в повітрі немає пилу і шкідливих домішок. Такі умови можна створити лише в спеціально обладнаних приміщеннях.

Температура є одним із найбільших активних факторів зовнішнього середовища. При підвищенні температури механічні властивості більшості матеріалів погіршуються, знижуються величини модуля пружності та межа міцності. Через високу температуру старіють пластмаси і гумові матеріали. Матеріали для насичування і змащення втрачають в'язкість, що веде до збільшення витоків робочої рідини і перегріву механічних елементів.

Низька температура знижує механічну міцність матеріалів, зменшує пластичність, підвищує крихкість, призводить до згущення мастила та збільшення в'язкості робочої рідини, що спричиняє втрату потужності. Особливо шкідливо впливає на конструкцію приводу періодична (добова) зміна температури. Різка зміна температури приводить не тільки до погіршення міцності, а також до зміни лінійних вимірів, руйнування паяних та зварних з'єднань, деформації деталей.

Вологість повітря також суттєво впливає на працездатність приводу. При відносній вологості 60...70 % на поверхні матеріалу з'являється молекулярний шар води, який при подальшому збільшенні вологості переходить в полімолекулярний, і шар води досягає товщини декілька десятків мікрометрів. Волога, що знаходиться на поверхні, проникає через пори всередину матеріалу, викликає електрохімічну корозію, змінює механічні й електричні властивості провідників та ізоляторів.

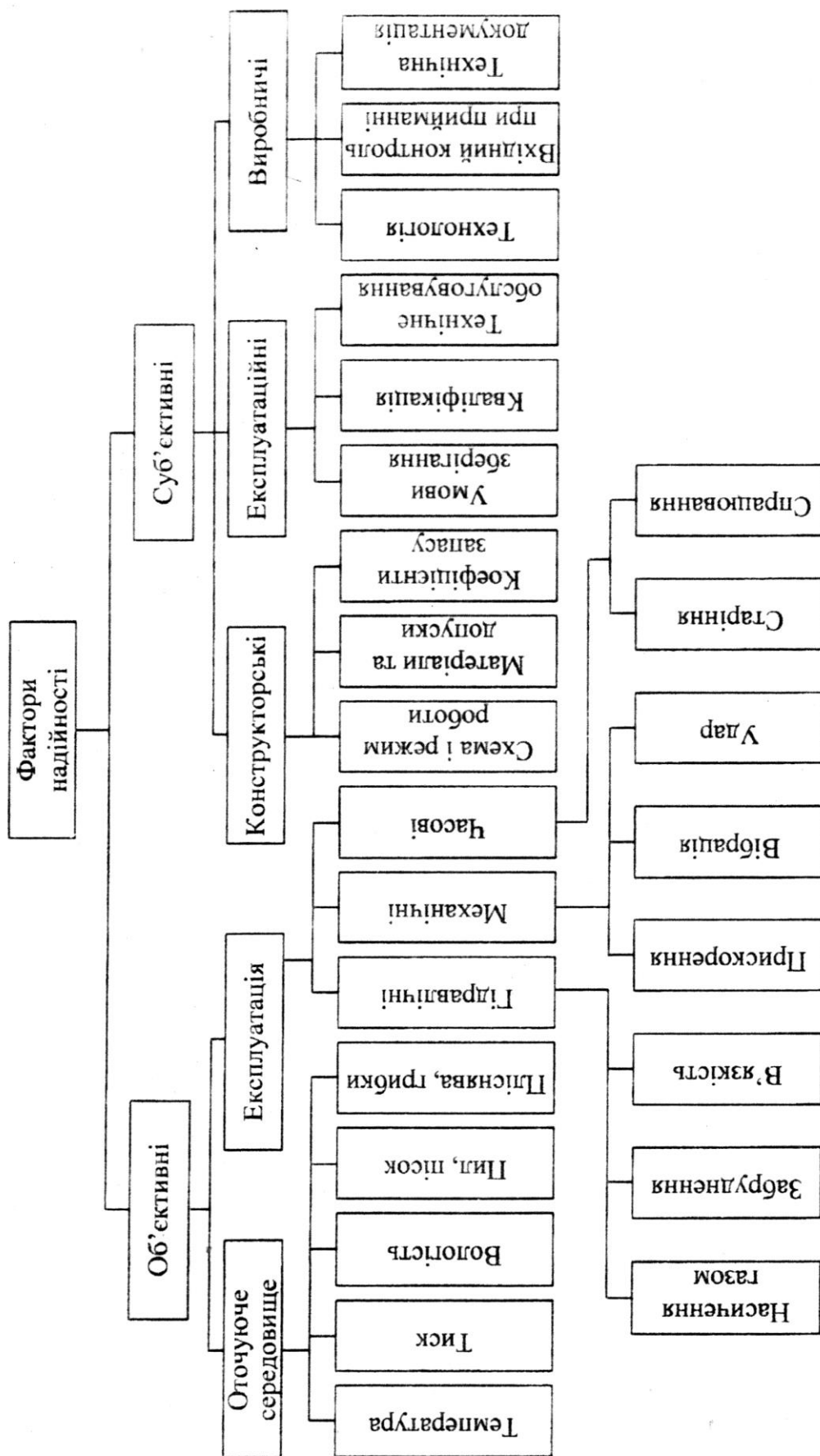


Рисунок 2.2 – Фактори, що визначають надійність

Твердість часток пилу та піску, що міститься в повітрі, часто перевищує твердість матеріалу, з якого виготовлені елементи приводу. Це прискорює

зношення пар тертя та збільшує імовірність виникнення корозії матеріалу, забруднює робочу рідину, захаращує дроселі і канали.

Гідравлічні фактори. Носієм енергії в приводі є рідина або газ, тому будь-який вплив, що веде до зміни характеристик робочого тіла, може бути причиною відмов. До гідравлічних впливів належать чистота, рівень насичення газом і температурні зміни характеристик робочої рідини.

При роботі приводу в робочу рідину потрапляють продукти зношування пар тертя. При зберіганні забруднюючі речовини виділяються в результаті процесів окислення між рідиною та присадками, які використовуються для покращення експлуатаційних властивостей робочих рідин. Для промислового приводу робоча рідина вважається чистою, якщо забруднення за масою не перевищує 0,005 %, тобто 50 мг/л [40]. Встановлено, що підвищення тонкості очищення робочої рідини з 15 до 5 мкм збільшує термін роботи гідроприводу в 5...7 разів. За даними роботи [40] номінальна тонкість фільтрації (в мкм) для робочих рідин, що використовуються в машинобудівному приводі, становить:

Насоси і мотори:

аксіально-поршневі	25	Гідроциліндри	40
шестеренні	65	Розподільники	10
радіально-поршневі	25	Клапани	10
пластинчаті	40	Реле тиску	65

Забруднення робочої рідини призводить до інтенсивного зношування розподільних пристроїв насосів, інших елементів, що спричиняє зниження об'ємного ККД, зменшення жорсткості системи та швидкості виконавчих механізмів. Крім того, робота на забрудненій робочій рідині призводить до збільшення зусилля, необхідного для переміщення запірно-регулюючих елементів.

На фізичні параметри робочої рідини суттєвий вплив має температура, яка змінюється внаслідок її протікання крізь дроселюючі елементи приводу. При збільшенні температури зменшується в'язкість робочої рідини (для повітря та газу навпаки), що призводить до збільшення витоків і зменшення об'ємного ККД. Для стабілізації температурного режиму приводу використовують кондиціонери.

На динамічні характеристики приводу також впливає присутність повітря в робочій рідині, яке змінює жорсткість робочого тіла. Робоча рідина гідравлічних систем практично завжди багатозфазна. Рідина містить

газоповітряну складову, яка буває в розчиненому (фаза Р) і в нерозчиненому (фаза Г) стані – у вигляді бульбашок. Найбільш інтенсивне підсмоктування повітря відбувається в зонах зниженого тиску в лініях всмоктування, у зазорах плунжерних пар, крізь ущільнення торцевих розподільників.

У процесі функціонування приводу на окремих його ділянках відбувається зміна тиску робочої рідини, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим та нерозчиненим повітрям, що міститься в ній. Зміну об'єму розчиненого повітря згідно із законом Генрі розраховують за формулою

$$W_{r0}(t) = \frac{\alpha W_p p(t)}{p_0},$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря в робочій рідині; W_p – об'єм робочої рідини; $p(t)$ і p_0 – відповідно абсолютне значення тиску в приводі і його початкове значення.

Об'єм нерозчиненого повітря в рідині визначають за залежністю

$$W_r^*(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t),$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря в робочій рідині.

Час, за який робоча рідина насичується повітрям, залежить від площі поверхні поділу, ступеня збурення цієї поверхні, коефіцієнта дифузії, тиску й інших факторів. У спокійному стані поверхні рідини, яка знаходиться під дією атмосферного тиску, час насичення становить десятки та навіть сотні годин, а при інтенсивному перемішуванні – секунди або частки секунд. Розрахунок модуля об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням газовмісту проводять за уточненою нами формулою [9]

$$E_{cm}(t) = E_p \frac{p(t)^2 \left[W_p^* + \frac{W_r^*(t) p_0}{p(t)} \right]}{W_p^* p(t)^2 + W_r^*(t) E_p p_0},$$

де E_p – модуль об'ємної пружності робочої рідини; W_p^* – відношення об'єму робочої рідини W_p до сумарного об'єму газорідинної суміші $W_{r\Sigma}$, $W_{r\Sigma} = W_p + W_r$; $W_r^*(t)$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до

нормальних умов, $W_r^*(t) = \frac{W_r(t) p(t) T^*}{p^* T}$, де $W_r(t)$, $p(t)$ і T – відповідно об'єм,

тиск і температура повітря при робочих умовах. Зазначимо, що зірочкою позначені параметри при нормальних умовах.

Густину робочої рідини з урахуванням газовмісту та змінного в часі тиску в приводі розраховують за залежністю

$$\rho_c(t) = \rho_{pp0} [1 - z(t)] \cdot \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_{cm}(t)} \right] + \rho_{r0} z(t) \frac{p(t)}{p_0},$$

де ρ_{pp0} та ρ_r – густина робочої рідини та газу в усталеному режимі відповідно; $z(t)$ – частка об'єму рідинногазової суміші (середовища), зайнятої газом,

$$z(t) = \frac{W_r^*(t)}{W_p + W_r^*(t)}.$$

Наявність в робочих рідинах повітря збільшує високочастотні коливання тиску в каналах приводу, що приводить до збільшення рівня вібрації трубопроводів, додаткового збільшення шуму, можливої нерівномірності руху виконавчих механізмів.

Несприятливо впливає на привід кавітація. Гідродинамічна кавітація виникає при місцевому зменшенні тиску нижче критичної величини через великі місцеві швидкості у потоці рідини й обумовлена порушенням суцільності всередині рідини, тобто виникають кавітаційні бульбашки. Рухаючись у змінному полі тиску, бульбашки тріскаються і виникають високочастотні удари частинок рідини об поверхню металу, через які зменшується його міцність, що супроводжується виникненням осередків руйнування у вигляді каверн, тріщин і викришування.

Старіння робочої рідини – це зміна її складу та властивостей, обумовлена деструкцією молекул під дією високого тиску, процесів окислення і полімеризації. Термін служби масла залежить від умов експлуатації приводу та визначається рівнем тиску, температурним режимом, газовмістом і часом контакту з каталізуючими матеріалами (міддю, оловом та ін.).

При взаємодії рідини з киснем розчиненого та нерозчиненого повітря на поверхні поділу відбувається окислення. При цьому в рідині накопичуються кислоти, смоли, асфальтени й інші продукти, які на поверхні металу утворюють відкладення. Останні збільшують гідравлічний опір й абразивне зношування елементів приводу, знижують протикорозійні властивості. На процес старіння робочої рідини впливає бруд, що знаходиться в ній.

Процес старіння робочої рідини можна поділити на три періоди: окислення та накопичення механічних домішок; стабілізація, коли швидкість

процесу старіння невисока та постійна (термін служби рідини); різке погіршення характеристик, що приводить до відмов окремих елементів приводу.

Механічні фактори. Через силову взаємодію приводу з оточуючим середовищем виникають удари, вібрації і надлишкові навантаження. При ударах виникає перетворення кінетичної енергії зовнішніх сил у потенційну енергію деформації елементів конструкції і зворотне перетворення пружної деформації в кінетичну енергію відновлення. Для непружних конструкцій удар викликає коливання із загасаючою амплітудою на власній частоті конструкції. Через це в крихких матеріалах з'являються тріщини та зломи.

Навантаження виникають внаслідок силової взаємодії приводу з оточуючим середовищем та підрозділяються на позиційні й інерційні. Позиційне навантаження зазвичай є силою на вихідній ланці приводу, яка приводить до зміни її швидкості та змінює швидкість приводу і його характеристики. Інерційне навантаження впливає на динамічні властивості приводу та обумовлює виникнення резонансних режимів і коливальних перехідних процесів у ньому.

Вібрація – механічні коливання в агрегатах гідроприводу, які виникають внаслідок недосконалості конструкцій, дефектів й особливих умов експлуатації. Основним джерелом вібрації усіх машин є ротор. Неврівноваженість та незбалансованість частин машин, що обертаються, є наслідком неточності виготовлення деталей і вузлів, неоднорідності матеріалу, пружних і залишкових деформацій тощо. В процесі експлуатації неуврівноваженість ротора збільшується під дією силового збурення, температурних деформацій і зношування.

Основна гармоніка вібрації, обумовлена наявністю масової неуврівноваженості, виникає з частотою, рівною частоті обертання ротора. Крім того, при експлуатації приводу виникають сили, які приводять до появи вищих гармонік вібрацій, частоти яких кратні основній гармоніці.

Основною причиною пульсації тиску робочої рідини у гідроприводі є пульсації, обумовлені нерівномірністю подачі об'ємного насоса та опору гідравлічної системи. Певну роль у виникненні збудження пульсації робочої рідини відіграють гідродинамічні перехідні процеси в гідроапаратах, які обумовлені спрацюванням запірно-регулюючих елементів та їх коливанням під дією змінних гідродинамічних сил, що виникають внаслідок дії пульсуючого потоку робочої рідини на виході з об'ємного насоса. Крім того, пульсація

робочої рідини може бути викликана внаслідок кавітаційних та турбулентних явищ, які можуть мати місце у проточній частині насосів, трубопроводів, гідроапаратів, а також коливаннями рухомих механічних частин як елементів насоса, так й інших елементів гідроагрегату [3].

Нерівномірність подачі об'ємного насоса зазвичай оцінюють коефіцієнтом нерівномірності подачі [32]:

$$\delta_n = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}},$$

де q_{\max} – максимальне значення сумарної миттєвої подачі; q_{\min} – мінімальне значення сумарної миттєвої подачі.

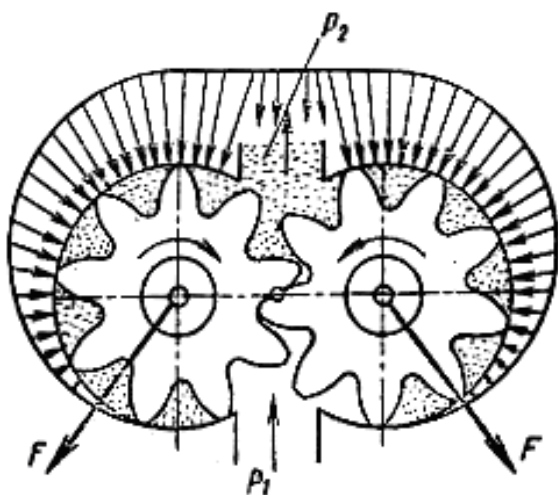
Під пульсацією тиску Δp розуміємо перепад між максимальним і мінімальним миттєвим тиском у порожнині нагнітання насоса $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$, викликаний зміною витрати q_{\max} і q_{\min} . Якщо коливання робочої рідини рівні за величиною або кратні власній частоті коливань, яка змінюється разом зі зміною навантаження гідроприводу, то відбувається підсилення амплітуди пульсації [51]. Треба, однак, зауважити, що гідравлічна система має властивості фільтра коливань, тому при виникненні періодичних коливань усі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтра [31]. Перша гармоніка коливань витрати та тиску робочої рідини, обумовлена нерівномірністю подачі об'ємного насоса, є домінуючою для більшості об'ємних насосів [7].

Розглянемо пульсацію витрати робочої рідини, маючи на увазі її зв'язок з тиском через відомі залежності, на прикладі шестеренного насоса (рис. 2.3, а). Теоретична нерівномірність витрати шестеренного насоса δ_n (рис. 2.3, б) має пульсуючий характер та визначається за залежністю [18]

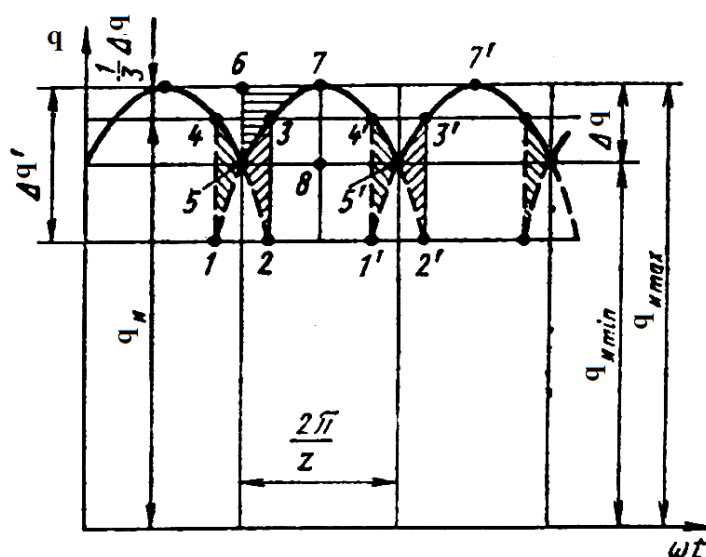
$$\delta_n = \frac{t^2/4}{r_r^2 - r^2 - t^2/12}, \quad (2.19)$$

де t – основний крок; r_r – радіус виступів; r – радіус початкового кола.

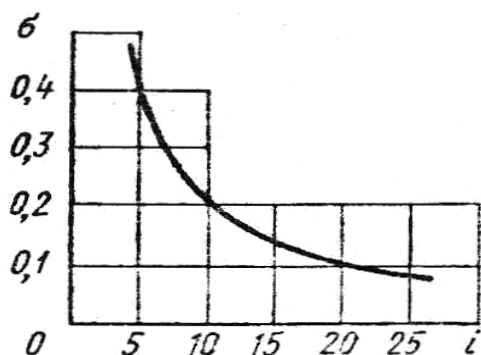
Треба зауважити, що фактична нерівномірність витрати робочої рідини значно перевищує її значення, розраховане за формулою (2.19), що обумовлено її стискуванням при перекачуванні із порожнини всмоктування у порожнину нагнітання. Вона також залежить від конструктивних особливостей насоса і зазвичай визначається дослідним шляхом.



а



б



в

Рисунок 2.3 – Схеми робочого процесу шестеренного насоса: а – переміщення робочої рідини шестернями та еюра розподілу тиску; б – залежність ідеальної витрати від кута повороту; в – залежність нерівномірності видатку від кількості зубців i

Нерівномірність витрати шестеренного насоса значною мірою залежить від кількості зубців (рис. 2.3, в). Коливання витрати робочої рідини на виході із насоса внаслідок опору потоку рідини у гідроприводі викликають відповідні цим коливанням пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю

$$f = \omega z_n, \quad (2.20)$$

де ω – частота обертання вала насоса; z_n – кількість робочих органів насоса.

Зауважимо, що в деяких випадках треба брати подвійне значення частоти, визначеної за формулою (2.20), що відповідає урахуванню частоти тактів всмоктування та нагнітання насоса. Частота вимушених коливань, визначена за формулою (2.20), є основною. Її значення для різних типів насосів знаходяться в межах від 6 до 1000 Гц. Пульсації тиску робочої рідини, амплітуда яких залежить від типу насоса, а також рівня тиску на його виході, для більшості об'ємних насосів становлять 3...5 % від величини останнього.

Проведений нами аналіз експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску робочої рідини на виході об'ємних насосів та розкладення спектра їх частот, наведених у роботах [22, 32, 51] (рис. 2.4, 2.5), дозволив

установити, що з достатньою для практичних розрахунків точністю закон зміни пульсацій тиску робочої рідини може бути прийнятим моногармонічним, частота якого дорівнює частоті тактів нагнітання чи тактів усмоктування насоса, а амплітуда пульсацій становить 3...5 % тиску на виході з насоса.

Флуктуації кутової швидкості ротора гідромашини, також несправності поршневих пар приводять до модуляції коливань, спричинених поршневими парами, тобто повільного в порівнянні з періодом зміни основних параметрів коливання: частоти, амплітуди і фази. Для амплітудної модуляції характерна поява додаткових коливань з частотою $f \pm f_m$, де f – частота поршневої гармоніки; f_m – частота модуляції.

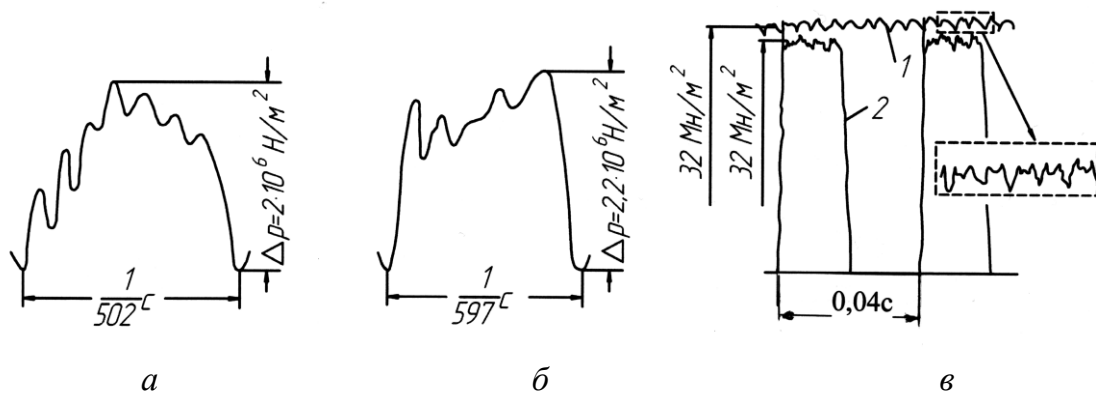


Рисунок 2.4 – Осцилограми пульсації тиску робочої рідини *а, б* – на виході насосних станцій літака: *а* – $p = 18$ МПа, $q = 4,66 \cdot 10^4$ м³/с, $n = 55,83$ об/с; *б* – $p = 10$ МПа, $q = 2,83 \cdot 10^4$ м³/с, $n = 66,5$ об/с [22]; *в* – в насосі типу НА...ОАО «Гідропривод», $p = 32$ МПа, $q = 20 \cdot 10^4$ м³/с, $n = 25$ об/с: 1 – у підпоршневих камерах, 2 – у магістралі нагнітання [32]

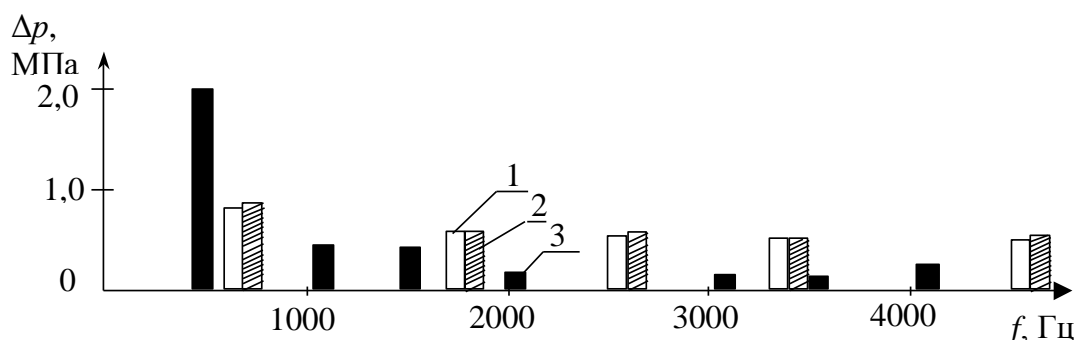


Рисунок 2.5 – Спектри складових частот та відповідні їм амплітуди пульсацій тиску робочої рідини: 1 – на виході насосної станції літака (для рис. 2.4, *а*) [22]; 2, 3 – на виході шестеренного насоса [51]

Вібрація також відбувається через нерівномірність крутного моменту на вихідному валу, обумовлену дією сил тиску в порожнинах нагнітання та

всмоктування. У результаті вал коливається з частотою $f = 2\omega z_n$.

Зазвичай в підшипниках є радіальні зазори, отже, при обертанні його вала вісь здійснює прецесію – блукання через появу паразитних степенів вільності. В процесі блукання вал зіштовхується з тілами кочення, в результаті чого виникають ударні імпульси з частотою [40]

$$f_{\pi} = \frac{\omega (r_k - r) n}{2r_k},$$

де r_k і r – відповідно радіуси кола, проведеного через центр тіл кочення і тіла кочення (кульки підшипника); n – кількість тіл кочення.

У результаті зношення та неякісної обробки поверхонь виникають хвилясті бігові доріжки в обоймах підшипників, а самі кульки набувають овальної форми. Це викликає ударні імпульси з частотою [40]

$$f_y = \frac{n z_{xb} \omega}{2Q} \left(1 \pm \frac{Q}{r_k} \right),$$

де z_{xb} – кількість хвиль на доріжці; Q – найбільший спільний дільник n і z_{xb} .

Частота, викликана овальністю тіл кочення може бути розрахована за формулою [40]

$$f_o = \frac{n z_{xb} \omega}{Q} \left(\frac{r_k^2 \pm r^2}{r_k r} \right).$$

Неврівноваженість валів викликає коливання з частотою його обертання. Спектри вібрації являють собою суму спектра вібраційного шуму і лінійного спектра, який складається з ряду дискретних гармонік. Загальний спектр частот гідродинамічної вібрації лежить в діапазоні від декількох герц до сотень кілогерц. Вібрації впливають на міцність, стійкість та швидкісну характеристику гідроприводу. При збігу вимушених коливань з власними виникає резонанс. У гідроприводі з механічним управлінням вібрація суттєво не впливає на його динамічні характеристики, але зменшує зусилля необхідне для переміщення запірно-регулюючих елементів.

2.6. Основні причини несправності агрегатів приводу

У процесі експлуатації приводу змінюються функціональні параметри його агрегатів та приводу в цілому. Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення наведені в додатку А. Розглянемо причини несправностей основних елементів гідроприводу.

Насоси. Основним вузлом, що визначає працездатність насоса, є

насосний вузол. Його стан можна оцінювати значенням зазорів у циліндро-поршневій групі та в шарнірних з'єднаннях, які утворюються в результаті спрацювання. Найбільш інтенсивне спрацювання відбувається у парах з малими зазорами (у нових насосах) на початковій стадії їх роботи, що пояснюється наявністю в цей період роботи насоса у робочій рідині твердих домішок. Зношування, а отже, і збільшення зазорів у поршневих парах насосів спричиняє збільшення внутрішніх витоків та зменшення ККД.

Крім того, для насосів характерною є втрата герметичності ущільнень, зношування шліцьових з'єднань, збільшення люфтів і руйнування підшипників, перегрів корпусів та руйнування конструкційних елементів внаслідок вібрації.

Розподільні пристрої. Основна частка відмов цих пристроїв відбувається через втрату герметичності. Втрата внутрішньої герметичності пов'язана зі зношуванням, а зовнішньої – із старінням або руйнуванням гумових ущільнень внаслідок температурних деформацій та вібрацій. Суттєвий вплив на працездатність розподільних пристроїв має забруднення робочої рідини. Підвищена забрудненість рідини збільшує зусилля, необхідне для переміщення запірно-регулюючих елементів або заїдання пар плунжер-гільза. Потрапляння часток бруду в зазори пар плунжер-гільза чи під сідла клапанів приводить до різкого збільшення внутрішніх витоків.

Гідродвигуни (гідроциліндри). Порушення їх працездатності в основному відбувається через зовнішню негерметичність ущільнюючих пристроїв штоків та збільшення зазорів в опорах, кінематичних парах зворотного зв'язку і в силовій мережі. Зазори в опорах та в кінематичних парах зворотного зв'язку, внутрішня негерметичність між порожнинами гідроциліндра впливають на стійкість роботи приводу, несиметричність швидкісної характеристики, а також на статичну і динамічну жорсткість.

Трубопроводи. На них діють різні статичні та динамічні навантаження, пульсації тиску, температурні деформації і вібрації. Це приводить до їх руйнування внаслідок втоми.

Ущільнюючі пристрої. В процесі експлуатації відбувається релаксація гумових ущільнень – поступове зменшення напруження при постійній деформації, різка втрата пружних властивостей, втрата здатності відновлювання форми та погіршення фізико-хімічних властивостей під дією температури. Крім того, на працездатність ущільнень впливає склад робочої рідини. Ущільнення набрякає внаслідок насичення його рідиною або в результаті хімічної взаємодії, також усадки внаслідок вимивання

пластифікатора.

2.7. Моделі відмов

У процесі функціонування приводу на нього діють різні впливи. Через ці впливи відбувається відхилення від номінальних значень основних технічних параметрів і характеристик приводу, аж до втрати ним працездатності. Випадковий характер цих впливів обумовлює розкид характеристик системи.

Методи розрахунку надійності приводу опираються на різні моделі відмов, які базуються на фізичних моделях виникнення та розвитку процесів, що призводять до відмов. Причому враховуються причинно-наслідкові зв'язки випадкових явищ, а випадкові фактори утворюють ланцюжки взаємопов'язаних в просторі та часі явищ – причин і наслідків. При вивченні випадкових процесів це знаходить своє відображення у стійкості статичних характеристик випадкових величин.

Залежно від характеру процесу та причинно-наслідкових зв'язків виявлення різних відмов всі вони добре описуються такими моделями: параметричною, старіння і спрацювання, «слабкого» ланцюга та втоми.

Параметрична модель. Стан приводу, який функціонує в умовах випадкових впливів, можна повністю охарактеризувати сукупністю фізичних параметрів чи векторів параметрів стану $X(t) = \{X_1(t), X_2(t), \dots, X_n(t)\}$, прийнятих як визначальні з точки зору виконання приводом свого призначення. Виконання приводом свого призначення визначається допустимими межами зміни визначених параметрів знизу

$$X_n(t) = [X_{n1}(t), X_{n2}(t), \dots, X_{nn}(t)]$$

та зверху

$$X_r(t) = [X_{r1}(t), X_{r2}(t), \dots, X_{rn}(t)].$$

При цьому вважають, що вихід будь-якого параметра $X_i(t)$ за визначені межі $X_n(t)$ і $X_r(t)$ приводить до відмови.

За час t імовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = \text{Вер}(\tau > t) = \text{Вер}[X_n(t) < X(t) < X_r(t)].$$

Внаслідок відхилення властивостей елементів, умов експлуатації у загальному випадку всі параметри будуть випадковими функціями часу. Допустимі межі $X_n(t)$ і $X_r(t)$, якщо вони задані експлуатаційною документацією, є не випадковими функціями часу. Однак часто їх треба розглядати як випадкові функції, оскільки складно знайти в кожний момент

часу t точне значення межі, що при параметрі $X_i(t) = X_{hi}(t) + d X_{hi}(t)$ елемент працездатний, а при $X_j(t) = X_{hj}(t) + d X_{hj}(t)$ – непрацездатний.

Таким чином стан приводу описується вектором випадкових функцій, причому всі функції в цьому векторі залежні, оскільки відображають роботу того самого елемента. У загальному випадку задача розрахунку параметричної безвідмовності – це знаходження імовірності того, що за час t жодна з реалізацій $X_i(t)$ не вийде за допустимі межі. Для розв'язання такої задачі необхідно знати закони спільного розподілення функцій $X_i(t)$, $X_{hi}(t)$, $X_{ri}(t)$ в кожний момент часу t . Оскільки при цьому треба розраховувати багатоплоскові інтеграли, розрахунок є громіздким, тому при визначенні параметричної безвідмовності приймають ряд припущень, які спрощують розв'язання.

У приводах параметри стану (тиск, витрата, частота обертання, ККД та ін.) взаємопов'язані, внаслідок чого обмежуються одним чи двома параметрами, які називають узагальненими, адже вони характеризують сукупність властивостей і характеристик приводу.

У процесі експлуатації приводу завжди є найбільш небезпечний режим роботи, коли діючі впливи мають максимальне значення. Тому вибирають для розрахунку надійності час t_p , протягом якого імовірність виникнення відмови найбільша. При цьому максимальна дисперсія або допустимі межі параметрів наближаються до математичного очікування узагальненого параметра. При таких припущеннях, якщо задані функції розподілення параметрів $X(t)$, $X_h(t)$, $X_r(t)$, задача зводиться до розрахунку імовірності

$$P(t) = \text{Вер} [X_h(t) < X(t) < X_r(t)]. \quad (2.21)$$

На рис 2.6 наведено графічну інтерпретацію задачі для випадку, коли задані щільності імовірностей $f(X)$, $f(X_h)$, $f(X_r)$. Заштрихована поверхня відповідає імовірності параметричної відмови.

Для часу $t = t_p$ введемо випадкові величини:

$$Y_h = X - X_h; Y_r = X_r - X. \quad (2.22)$$

Тоді імовірність того, що при $t = t_p$ випадкова величина X буде знаходитися в інтервалі $X_h(t) \dots X_r(t)$:

$$P = \text{Вер} (Y_h > 0, Y_r > 0). \quad (2.23)$$

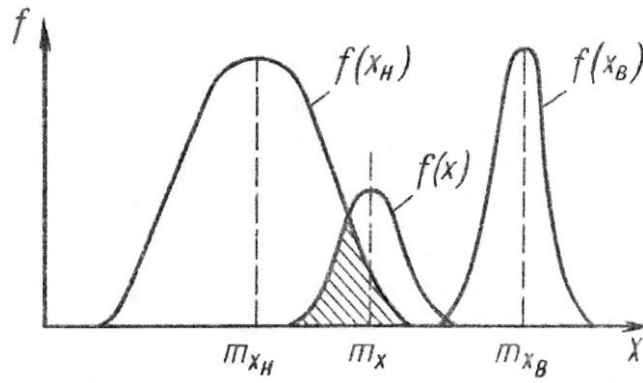


Рисунок 2.6 – Щільності розподілу параметрів $f(X)$, $f(X_H)$, $f(X_B)$ при $t = t_p$

Випадкові величини Y_H і Y_Γ залежні, оскільки в них входить та ж сама величина X , тому необхідно знати спільну щільність імовірності $f(Y_H, Y_\Gamma)$ і якщо вона відома, то

$$P = \int_0^\infty \int_0^\infty f(Y_H, Y_\Gamma) dY_H dY_\Gamma. \quad (2.24)$$

Якщо небезпечний вихід випадкового параметра за будь-яку межу одного параметра X_H або X_Γ , то інтеграл (2.24) спроститься:

$$P = \text{Вер}(Y_H > 0) = \int_0^\infty f(Y_H) dY_H; \quad (2.25)$$

$$P = \text{Вер}(Y_\Gamma > 0) = \int_0^\infty f(Y_\Gamma) dY_\Gamma. \quad (2.26)$$

Якщо випадкові величини X , X_H , X_Γ незалежні і мають нормальний розподіл з щільністю [40]

$$f(X_i) = \frac{1}{\sigma_{x_i} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X_i - m_{x_i})^2}{2\sigma_{x_i}^2}}, \quad (2.27)$$

то Y_H і Y_Γ також мають нормальний розподіл та щільність розподілу визначається за залежностями:

$$f(Y_H) = \frac{1}{\sigma_{y_H} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y_H - m_{y_H})^2}{2\sigma_{y_H}^2}}; \quad (2.28)$$

$$f(Y_\Gamma) = \frac{1}{\sigma_{y_\Gamma} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})^2}{2\sigma_{y_\Gamma}^2}}, \quad (2.29)$$

де $X_i = X, X_H, X_\Gamma$; σ_y – середньоквадратичне відхилення випадкової величини;
 m – математичне очікування;

$$m_{y_H} = m_x - m_{x_H}; m_{y_\Gamma} = m_{x_\Gamma} - m_x;$$

$$\sigma_{y_H} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{x_H}^2}; \sigma_{y_\Gamma} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{x_\Gamma}^2}.$$

У цьому випадку шукана функція $f(Y_H, Y_\Gamma)$ буде теж нормальною, але з іншими параметрами [40]:

$$f(Y_H, Y_\Gamma) = \frac{1}{2\pi \sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma} (1-\rho)} \exp \left\{ -\frac{1}{2(1-\rho^2)} \left[\frac{(Y_H - m_{y_H})^2}{2\sigma_{y_H}^2} - \frac{2\rho(Y_H - m_{y_H})(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})}{\sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma}} + \frac{(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})^2}{2\sigma_{y_\Gamma}^2} \right] \right\}, \quad (2.30)$$

де ρ – коефіцієнт кореляції випадкових величин Y_H і Y_Γ .

Для визначення коефіцієнта кореляції спочатку знаходять кореляційний момент

$$K = M[(Y_H - m_{y_H})(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})]. \quad (2.31)$$

Після перемноження членів, що знаходяться в дужках, рівняння (2.31) та урахування властивості математичних очікувань суми і добутку випадкових величин, а також приведення подібних членів з урахуванням залежності $\sigma_y^2 = M[Y^2] - m_y^2$, остаточно отримаємо

$$K = -\sigma_y^2,$$

і коефіцієнт кореляції

$$\rho = \frac{K}{\sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma}} = -\frac{\sigma_x^2}{\sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_{x_H}^2)(\sigma_x^2 + \sigma_{x_\Gamma}^2)}}.$$

Вирази для щільностей імовірностей $f(X_H, X_\Gamma)$, $f(X_H)$, $f(X_\Gamma)$ дозволяють знайти імовірність відсутності відмови за рівняннями (2.24), (2.25) і (2.26).

Зазначимо, що згідно з роботою [23] більшість випадкових процесів, що відбуваються в гідроприводах, відповідають нормальному закону розподілу. Розглянемо декілька випадків, які часто зустрічаються на практиці.

А. Загальний випадок. Випадковий параметр X не повинен виходити за межі X_H і X_Γ , Усі випадкові параметри мають нормальний розподіл та статистичні характеристики m_x , σ_x і ρ .

Імовірність безвідмовної роботи визначається з розв'язку подвійного інтеграла

$$P = \int_0^\infty \int_0^\infty \frac{1}{2\pi \sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma} (1-\rho^2)} \exp \left\{ -\frac{1}{2(1-\rho^2)} \left[\frac{(Y_H - m_{y_H})^2}{2\sigma_{y_H}^2} - \frac{2\rho(Y_H - m_{y_H})(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})}{\sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma}} + \frac{(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})^2}{2\sigma_{y_\Gamma}^2} \right] \right\} dY_H dY_\Gamma. \quad (2.32)$$

Розв'язок (2.32) [40]:

$$P = 0,5 [\Phi(\alpha_H) + \Phi(\alpha_\Gamma) - T(\alpha_H \beta_H) - T(\alpha_\Gamma \beta_\Gamma)],$$

$$\text{де } \alpha_H = \frac{m_{y_H}}{\sigma_{y_H}}; \alpha_\Gamma = \frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y_\Gamma}}; \beta_H = \frac{\alpha_\Gamma - \alpha_H \rho}{\alpha_H \sqrt{1-\rho^2}}; \beta_\Gamma = \frac{\alpha_H - \alpha_\Gamma \rho}{\alpha_\Gamma \sqrt{1-\rho^2}}.$$

Значення функції $\Phi(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$, наведені в роботі [40], а значення

$T(\alpha, \beta)$ – в роботі [16].

Обчислення імовірності згідно з рівнянням (2.32) можна спростити, якщо систему двох величин X_H, X_Γ , які мають нормальний розподіл, розкласти на дві незалежні величини X'_H і X'_Γ з такими статистичними характеристиками [16]:

$$m_{y'_H} = m_{y_H}; m_{y'_\Gamma} = m_{y_\Gamma};$$

$$\sigma_{y'_H}^2 = \sigma_{y_H}^2 \cos \alpha + K \sin 2\alpha + \sigma_{y_H}^2 \sin^2 \alpha;$$

$$\sigma_{y'_\Gamma}^2 = \sigma_{y_\Gamma}^2 \sin \alpha + K \sin 2\alpha + \sigma_{y_\Gamma}^2 \cos^2 \alpha,$$

$$\text{де } \alpha = \frac{1}{2} \arctg \left(-\frac{2\sigma_x^2}{\sigma_{y_H}^2 - \sigma_{y_\Gamma}^2} \right).$$

Тоді

$$P = \text{Вер}(X_H < X < X_\Gamma) = \Phi \left(\frac{m_{y_H}}{\sigma_{y'_H}} \right) \Phi \left(\frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y'_\Gamma}} \right). \quad (2.33)$$

Б. Функції Y_H, Y_Γ незалежні ($\rho = 0$) та мають нормальний розподіл. У цьому випадку щільність імовірностей $f(Y_H, Y_\Gamma) = f(Y_H)f(Y_\Gamma)$ і відповідно до (2.32)

$$P = \Phi \left(\frac{m_{y_H}}{\sigma_{y_H}} \right) \Phi \left(\frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y_\Gamma}} \right). \quad (2.34)$$

В. Недопустимий вихід випадкового параметра за одну з меж X_H або X_Γ . У цьому випадку відповідно до (2. 24), (2.28) та (2. 29) маємо

$$P = \text{Вер}(X_H > 0) = \Phi\left(\frac{m_{y_H}}{\sigma_{y_H}}\right); \quad (2.35)$$

$$P = \text{Вер}(X_\Gamma > 0) = \Phi\left(\frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y_\Gamma}}\right). \quad (2.36)$$

Г. Межі X_H і X_Γ невинякові. В цьому випадку задача спрощується і для

її розв'язання необхідно знати щільність імовірності $f(X) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-m_x)^2}{2\sigma_x^2}}$.

Маючи на увазі, що $\Phi(-X) = -\Phi(x)$, отримаємо

$$P = \text{Вер}(X_H < X < X_\Gamma) = \Phi\left(\frac{X_\Gamma - m_x}{\sigma_x}\right) - \Phi\left(\frac{m_x - X_H}{\sigma_x}\right). \quad (2.37)$$

Якщо необхідно розрахувати при цих умовах імовірність виходу випадкової величини X тільки за межу X_H чи X_Γ , то

$$P = \text{Вер}(X < X_\Gamma) = \Phi\left(\frac{X_\Gamma - m_x}{\sigma_x}\right);$$

$$P = \text{Вер}(X_H < X) = \Phi\left(\frac{m_x - X_H}{\sigma_x}\right).$$

Модель старіння та зношення. Серед причин виникнення відмов значне місце займає старіння та зношення. З часом матеріали, з яких виготовлено елементи приводу, зазнають необоротних змін, спричинених міжкристалічними явищами, накопиченням деформацій та іншими причинами, і як результат виникає відмова.

Старіння – природний процес зміни у часі фізико-хімічних властивостей матеріалу у вигляді структурних змін, розпаду, окислювання та інших явищ.

Процеси старіння залежать від багатьох факторів. Старіння відбувається під впливом оточуючого середовища (окислювання, нагрівання, охолодження, радіація, вологість та ін.); механічних впливів в умовах експлуатації (вібрації, удари); абразивного впливу та ін. Однією з причин старіння є залишкові деформації, які виникають при великому навантаженні і спричиняють короточасне напруження в матеріалах, більше припустимих величин. В умовах експлуатації може виникати короточасне навантаження, через яке

виникають напруження, що перевищують межу пружності. Багаторазове навантаження веде до руйнування матеріалу, оскільки в ньому накопичуються залишкові деформації.

Старіння – це структурні і релаксаційні перетворення в матеріалі. При старінні металевих сплавів спостерігають корозійне розтріскування по межах зерен. При старінні пластичних матеріалів відбуваються необоротні зміни їх властивостей через хімічні перетворення, знижується міцність, збільшується ламкість і газопроникнення. Для гумових ущільнень приводу характерне теплове старіння, при якому відбувається безповоротне накопичення залишкових деформацій та зменшення контактного тиску при тривалому впливі високих температур, окислювального і дифузійного обміну із рідиною.

Старіння матеріалу тісно пов'язане із тертям та зношенням. При терті в зоні контакту поверхонь відбуваються взаємопов'язані процеси: мікрорізання, пластичні деформації, локальне підвищення температури, молекулярні взаємодії та ін. Залежно від кінематики відносного переміщення з'єднаних деталей приводів розрізняють тертя ковзання, кочення і кочення з прослизанням.

На характер тертя впливає якість робочих поверхонь та фізичні властивості матеріалів пар тертя. Фізичні властивості шару на поверхні матеріалу відрізняються від властивостей основного матеріалу деталі. В основному матеріалі атоми кристалічної решітки знаходяться в рівновазі. У шарі на поверхні матеріалу атоми взаємодіють з оточуючим середовищем, в результаті чого на поверхні металу утворюється дуже тонка плівка окислів, яка істотно впливає на силу тертя. Механізм тертя визначають фізичні процеси в зоні стику деталей, він пов'язаний із наявністю плівки мастила між контактуючими поверхнями.

Залежно від наявності і суцільності мастила між контактуючими поверхнями буває тертя без мастила і тертя із мастилом з рідинним та граничним змащуванням, рис. 2.7.

Тертя без мастила завжди супроводжується пружно- пластичними деформаціями, інтенсивним виділенням тепла, виникненням шуму та вібрацій. Для нього характерні як механічні, так і молекулярні взаємодії. У процесі роботи деталі стикаються лише виступами шорсткостей. Дотична площа цих виступів набагато менша загальної площі поверхні, тому в місцях дотику виникає великий контактний тиск. Під впливом цього тиску виступи при відносному переміщенні поверхонь взаємно укорінюються і руйнуються, при

цьому на контактуючих поверхнях виникають сили молекулярного впливу. При терті без мастила швидкість зношення найбільша.

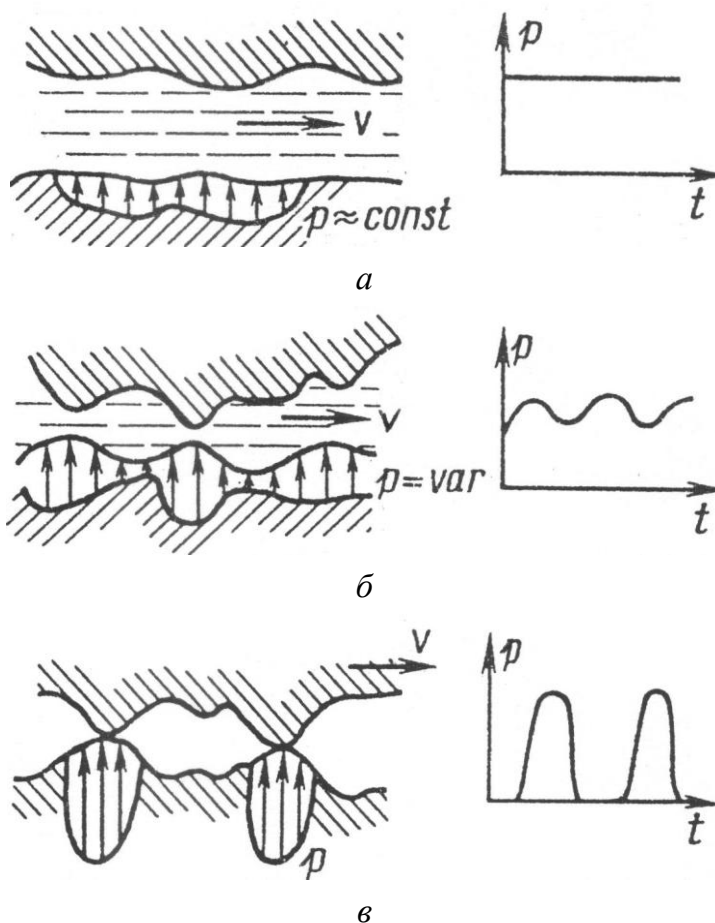


Рисунок 2.7 – Зміна тиску p на мікровиступах при терті: *a*, *б* – із мастилом (*a* – з рідинним змащуванням, *б* – з граничним змащуванням); *в* – без мастила

Граничне змащення – це таке змащення, при якому тертя і спрацювання між поверхнями, які відносно рухаються, визначаються властивостями поверхонь і властивостями мастильного матеріалу. На поверхні контактуючих деталей утворюється плівка розчинених у робочій рідині активних вуглеводних з'єднань, яка покривається шарами полярних молекул. Поверхня покривається шаром орієнтованих полярних молекул. Із збільшенням відстані від поверхні металу сила тяжіння молекул зменшується пропорційно четвертому степеню цієї відстані і частки мастила починають вільно ковзати по нерухомих шарах.

Мастило не тільки зменшує тертя, але і проникає в мікропори на поверхні деталі, що сприяє перерозподілу тиску і забезпечує сприятливі умови припрацювання поверхонь. При граничному змащенні відбувається перерозподіл зовнішнього навантаження, однак мають місце більш навантажені зони в місці зближення мікровиступів. Внаслідок цього при відносному русі тіл

відбувається коливання напружень у кожному виступі та створюються умови для їх руйнування у результаті втоми.

Рідинне змащення виникає тоді, коли поверхні тертя розділені мастилом, діє постійний тиск, незмінний при відносному переміщенні поверхонь. Цей тиск не може зруйнувати мікровиступи. Величина шару мастила визначається конструкцією вузла тертя. Під впливом тертя та інших фізико-хімічних процесів відбувається зношення деталей.

У початковий період швидкість зношення висока. Тривалість цього періоду визначається якістю поверхонь, в результаті цього встановлюється деяка шорсткість. Цей період характеризує постійна інтенсивність зношення, яка триває доти, поки зміни розмірів або форми деталей не вплинуть на умови роботи. При цьому виникають динамічні навантаження і починається період аварійного зношення.

При роботі з'єднаних деталей виникають механічні та корозійно-механічні зношення.

Механічне зношення виникає через взаємодію деталей із граничним змащенням або тертя без мастила. Різновидністю механічного зношення є абразивне, яке виникає внаслідок взаємодії твердих часток, які знаходяться у вільному або зв'язаному стані. Абразивні частки утворюються в результаті зношення, а також знаходяться у мастилi внаслідок недостатньої фільтрації рідини.

Зношення при утомі виникає в результаті повторного деформування мікрооб'ємів матеріалів, через яке виникають тріщини та відділення часток металу.

Зношення при заїданні – зношення внаслідок скріплення, глибинного вирівнювання матеріалу, переносу його з однієї поверхні тертя на іншу та дії нерівностей, що виникли на з'єднаних поверхнях. Таке зношення відбувається зазвичай при граничному змащуванні або терті без мастила та приводить до неприпустимих пошкоджень.

Корозійно-механічне зношення відбувається при терті матеріалів, які хімічно взаємодіють з середовищем, та поділяється на окислювальне і зношування при фретинг-корозії.

Окислювальне зношення відбувається при наявності на поверхні тертя захисних плівок, які утворюються внаслідок взаємодії матеріалу з киснем і мають малу міцність та швидко руйнуються. При терті кочення мають місце великі деформації на поверхнях контакту, які полегшують дифузію кисню та

його взаємодію з металом. Насичений киснем шар металу є крихким та легко руйнується.

Зношення при фретинг-корозії відбувається при терті ковзання з відносним коливанням контактуючих поверхонь в результаті вібрації або періодичних деформацій. Для контактуючих ділянок характерне скріплювання металу, руйнування контактуючих поверхонь та утворення збільшеної кількості продуктів зношення.

Для прогнозування надійності приводу, який містить велику кількість елементів з парами тертя, необхідно знати основні закономірності зношення. Показниками зношення є лінійне зношення h (мкм), яке вимірюється в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя; швидкість зношення $v = dh/dt$ (мкм/год) – відношення зношення до проміжку часу, за яке воно виникло; інтенсивність зношення $j = dh/ds$ – відношення зношення до шляху тертя. Показники зношення залежать від силових і кінематичних параметрів приводу, механічних властивостей матеріалу тощо та змінюються в часі.

На сьогодні відсутні аналітичні залежності, які описують показники зношення, тому для визначення закономірностей зношення використовуються емпіричні залежності. Досвід експлуатації елементів приводів показує, що швидкість зношення з'єднаних пар є характерною функцією часу. На початку роботи відбувається припрацювання поверхонь контакту, на яких встановлюється відповідна шорсткість, швидкість зношення збільшується. Потім настає період усталеного зношення, який характеризується постійною швидкістю зношення, – робочий період. Далі внаслідок зношення відбувається збільшення зазорів між поверхнями тертя, виникають додаткові динамічні навантаження, погіршуються умови змащування та при певних умовах настає аварійний період, який приводить до відмови.

Модель «слабкого» ланцюга. Деформації і руйнування окремих деталей і вузлів спричиняються несприятливим поєднанням діючого навантаження і фактичної міцності. Для такого випадку справедливою буде параметрична модель, тільки узагальненим параметром стану необхідно прийняти навантаження F , а параметром граничного стану буде міцність R_n . Тоді відмова (руйнування) відбудеться при виконанні умови $R_n - F > 0$.

Причинами руйнування можуть бути внутрішні зміни властивостей навантаженого матеріалу через термоактивний процес. Є декілька моделей такого руйнування. Найбільш розроблено кінематичну модель міцності.

Відповідно до цієї моделі величина деформації матеріалу визначається не тільки граничним напруженням, а і термохімічними процесами, які залежать від температури і властивостей матеріалу. Виникнення та розвиток тріщин в матеріалі обумовлені розривом міжатомних зв'язків за рахунок теплових флуктуацій і дифузії вакансій до тріщин.

При високих напруженнях і відносно низьких температурах під дією навантаження в однорідному тілі, захищеному від зовнішніх навантажень, крім прикладеного, відбувається акумуляція та перетворення енергії. Підведена енергія характеризується навантаженням, а акумульована – напруженням. В елементі підведена енергія накопичується у вигляді напруження розтягнення міжатомних зв'язків, які створюються електростатичними силами. Тіло не може нескінченно накопичувати енергію. Тому, коли енергія, накопичена елементом при деякому процесі, перевищить критичне значення, відбудеться розрив міжатомних зв'язків та відмова.

У зоні малих напружень і високих температур діє дифузійний механізм руйнування, який базується на збільшенні мікротріщин. Швидкість збільшення мікротріщин залежить від локальних напружень. Спочатку мікротріщина, утворена через незначні дефекти (сторонні включення, подряпини, неоднорідності матеріалу тощо), розвивається повільно, а потім з великою швидкістю, яка наближається до швидкості звуку.

Привід є гетерогенною системою, в якій підведена енергія розподіляється нерівномірно по усьому об'єкту, внаслідок чого навантаження на окремі елементи різне. Крім того, окремі елементи мають різні властивості і початкові умови розвитку тріщин. В результаті цього деякі елементи можуть відмовити при більш низьких значеннях накопиченої енергії. Такі елементи називають «слабкими», вони є причиною відмови об'єкта. В об'єкта, який має N елементів, з яких відмовили n «слабких» елементів, навантаження на елементи, що залишилися, зросло $R_n = \frac{R_0 N}{N - n}$ (де R_0 – початкове навантаження) і якщо воно перевищить несучу здатність «слабкого» ланцюга, то елемент відмовить, а навантаження на інші елементи зросте ще більше і т. ін.

Модель «слабкого» ланцюга дозволяє пояснити появу відмов наявністю місцевих перенапружень, викликаних невиявленими незначними дефектами матеріалу.

Модель втоми. Елементи приводу в процесі експлуатації працюють в умовах циклічного навантаження з постійною або змінною частотою циклів.

Встановлено, що багаторазове навантаження спричиняє руйнування елементів конструкції при напруженнях, які значно менші, ніж ті, що виникають при одноразовому навантаженні. Під впливом змінних напружень відбувається процес поступового накопичення пошкоджень матеріалу, який веде до безповоротної зміни його фізико-хімічних властивостей, виникнення тріщин, їх розвитку та руйнування через утому.

Мікротріщини, викликані втомою, виникають там, де є концентратори напруження (сліди обробки інструментом, переходи від перерізу до перерізу тощо).

За своїм характером нестационарні навантаження бувають різними. Приблизно їх можна вважати циклічними симетричними та асиметричними, рис. 2.8. Цикл навантаження характеризується максимальним σ_{\max} ,

мінімальним σ_{\min} та середнім $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ напруженнями, амплітудою

$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ і коефіцієнтом асиметрії циклу $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$.

Зазвичай приймають напруження розтягування зі знаком плюс, а стиску – мінус. Тоді кожен вид циклу навантаження можна описати за допомогою наведених вище співвідношень. Так, для симетричного циклу:

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \sigma_a; \sigma_m = 0; R = -\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1.$$

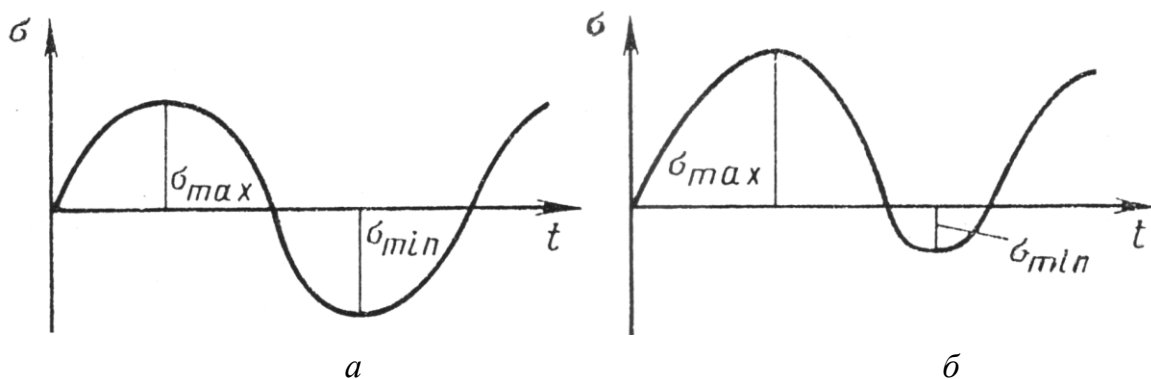


Рисунок 2.8 – Цикли напружень: а – симетричний; б – асиметричний

Основним критерієм, що характеризує опір матеріалу руйнуванню через утому, є гранична витривалість, яка для симетричного циклу позначається σ_{-1} при згинанні і τ_{-1} – при крученні. Гранична витривалість визначається з довідкової літератури.

Граничною витривалістю називається найбільше напруження циклу σ_m ,

яке може витримати зразок без руйнування через утому при заданій найбільшій тривалості випробувань. Для асиметричного циклу навантаження гранична витривалість $\sigma_{-1} = \sigma_a + R \sigma_m$.

Другим критерієм, який характеризує утому, є циклічна довговічність N , тобто кількістю циклів навантаження, що витримує зразок до виникнення тріщини через утому або руйнування через утому.

Залежність $N(\sigma)$ або $\lg N(\sigma)$ називають кривою утоми, вона визначається в результаті експериментальних досліджень і має вигляд, показаний на рис. 2.9. Крива утоми описується рівнянням

$$\sigma_i^m N_i = \text{const},$$

де m – показник, який залежить від геометрії деталі, площі перерізу, кількості циклів навантаження, коефіцієнта концентрації напружень.

Крива утоми асимптотично наближається до горизонтальної лінії, яка визначає межу витривалості. На межу витривалості впливає форма деталі, матеріал з якого вона виготовлена, технологія обробки, а також металургійні фактори. Вона зменшується зі збільшенням забрудненості металу неметалевими включеннями, збільшенням зерен та наявністю тріщин від гартування. Особливо сильно на опір витривалості впливають дефекти обробки поверхонь, до них належать тріщини, переривчастість наклепаного шару тощо. Зазначимо, що процес руйнування через утому ускладнюється і підсилюється при одночасному впливі старіння та зношення.

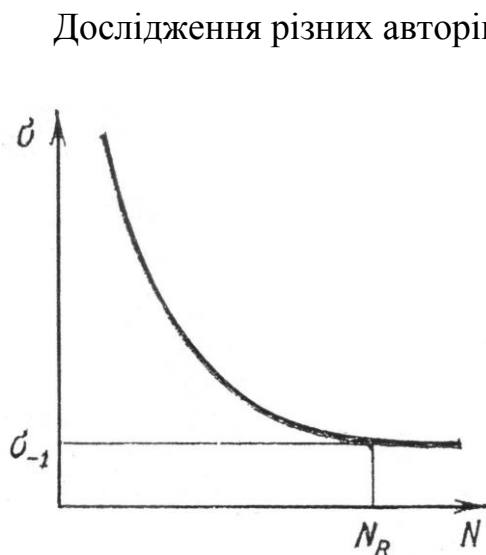


Рисунок 2.9 – Крива утоми

Дослідження різних авторів показали, що межа витривалості практично не залежить від закону зміни напруження протягом одного циклу навантаження і частоти зміни циклів. На межу витривалості впливає вид напруженого стану та ступінь асиметрії циклу. Встановлено, що при збільшенні асиметрії циклу граничні напруження витривалості збільшуються [16]. Найменшу межу витривалості має симетричний цикл.

Запитання для самоконтролю

1. Як визначити надійність приводу?

2. Від яких факторів залежить надійність приводу?
3. Вкажіть шляхи підвищення технічного рівня гідроприводів.
4. Як здійснюють оцінку економічної ефективності приводу?
5. Як визначають технічний рівень розроблюваного приводу?
6. Який порядок розрахунку економічної ефективності приводу?
7. Як розрахувати склад економічних збитків при експлуатації приводу в машині?
8. Перелічіть показники надійності приводу.
9. Дайте визначення: напрацювання; відмови; граничного стану.
10. Як класифікуються відмови та які відмови є прогнозованими?
11. Які фактори визначають надійність гідроприводу?
12. Які фізичні процеси впливають на працездатність приводу?
13. Охарактеризуйте кліматичні фактори, які впливають на надійність приводу.
14. Перелічіть гідравлічні фактори, які впливають на надійність приводу.
15. Охарактеризуйте механічні фактори, які впливають на надійність приводу.
16. Як газовміст робочої рідини впливає на працездатність приводу?
17. Перелічіть причини вібрацій елементів приводу.
18. Яка основна причина пульсацій тиску в гідравлічній системі?
19. Які основні причини несправності об'ємних насосів?
20. Які основні причини несправності розподільних пристроїв?
21. Які основні причини несправності гідроциліндрів ?
22. Які моделі описують відмови приводу?
23. Що розуміють під параметричною моделлю відмови приводу?
24. Якому закону розподілу випадкових величин відповідають процеси, що відбуваються в гідроприводах?
25. Який механізм старіння та зношення елементів приводу?
26. Які ви знаєте моделі тертя, що відбувається в елементах приводу?
27. Перелічіть показники зношення елементів приводу.
28. Яка фізична сутність моделі «слабкого» ланцюга?
29. Які ви знаєте цикли навантаження та який вигляд має крива втоми?

РОЗДІЛ 3

ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДІВ

Показники надійності – це імовірність певних подій, які обумовлені властивостями приводу. Імовірність набуває кількісного (математичного) змісту та стає мірою надійності, коли можливість прояви якої-небудь події оцінюється якимось числом, стійким при неодноразовому повторенні деякого комплексу умов. Імовірність події теоретично визначається залежністю

$$P = \lim \left(\frac{n}{N} \right),$$

де n – кількість подій; N – кількість випробувань.

Теоретичне значення імовірності обмежено, оскільки його можна отримати при нескінченній кількості випробувань та при незмінному комплексі умов, що визначають ці випробування. Більш прийнятним є визначення імовірності як деякої закономірної величини, поблизу якої групуються частоти

$$P^* = \frac{n}{N},$$
 отримані при достатньо великій кількості випробувань.

У теорії надійності використовується велика кількість різних показників надійності, вибір яких визначається завданням аналізу та призначенням приводу. Однак в усіх випадках основними показниками надійності є безвідмовність та довговічність.

3.1. Показники надійності невідновних приводів

Інтенсивність відмов. Зазвичай межі зміни зовнішніх впливів та умови експлуатації приводу задані. Однак в цих допустимих межах та умовах експлуатації властивості елементів приводу і режим його роботи змінюються випадково, що приводить до виникнення відмов у випадкові моменти часу. Таким чином, час t роботи елемента або приводу до відмови є випадковою величиною.

Послідовність подій, що настають одна за одною, називається потоком відмов. Якщо подія – відмова, то така послідовність називається потоком відмов.

Потік відмов називається ординарним, якщо імовірність потрапляння на довільний інтервал часу $(t, t + \Delta t)$ двох та більше подій дорівнює нулю.

Потік подій називається потоком без наслідків, якщо імовірність потрапляння k подій на інтервал часу $(t, t + \Delta t)$ не залежить від кількості і моментів часу появи події на інших інтервалах часу.

Ординарний без наслідків потік називається пуассонівським. Якщо події утворюють пуассонівський потік, то кількість подій, які відбуваються на будь-якому інтервалі $(t, t + \Delta t)$, має розподіл за законом рідкісних подій (закон Пуассона). При цьому імовірність того, що випадкова величина X (кількість подій) в інтервалі $(t, t + \Delta t)$ набуває значення $0, 1, 2, 3, \dots, m$ дорівнює m , визначається залежністю [40]

$$P = \text{Вер}(X = m) = \frac{a^m}{m!} e^{-a}, \quad (3.1)$$

де a – математичне очікування кількості подій, яке називається параметром закону Пуассона;

$$a = \int_0^{t+\Delta t} \lambda(t) dt, \quad (3.2)$$

де $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов.

Інтенсивність відмов – це умовна щільність імовірності виникнення відмови невідомого приводу, що визначається до моменту часу, який розглядається, за умови, що до цього моменту відмова не виникала. Інтенсивність відмов за статистикою визначається

$$\lambda^*(t) = \frac{[N(t) - N(t + \Delta t)]}{N(t)\Delta t}, \quad (3.3)$$

де $N(t)$ і $N(t + \Delta t)$ – відповідно кількість елементів, працездатних до моменту часу t і $t + \Delta t$; Δt – деякий достатньо малий проміжок часу.

Інтенсивність відмов записана через імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ [40]

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}, \quad (3.4)$$

де $f(t)$ – імовірність виникнення відмови.

Якщо імовірність відмови в інтервалі $(t, t + \Delta t)$ залежить від кількості відмов та інтервалу Δt і не залежить від положення початку інтервалу t , то такий потік називають стаціонарним.

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ практично для усіх технічних систем залежить від часу та має три характерні ділянки. На першій ділянці, де відбувається припрацювання елементів приводу, інтенсивність відмов зменшується. У цей період в основному проявляються конструктивні, технологічні і виробничі дефекти. Відмови в цей період пояснюються моделлю «слабкого ланцюга», а закон їх розподілу залежить від особливостей технічної системи.

Друга ділянка відповідає періоду нормальної експлуатації. Інтенсивність відмов $\lambda(t) \approx \text{const}$ і визначається випадковими, в основному раптовими відмовами, які викликані експлуатаційними факторами.

На третій ділянці інтенсивність відмов $\lambda(t)$ збільшується через незворотні фізико-хімічні процеси в елементах, пов'язаних з їх довготерміновою експлуатацією. Механізм відмов на цій ділянці пояснюється моделями спрацювання, старіння та втоми.

Інтенсивність відмов застосовується для оцінки надійності елементів і агрегатів. Вона дозволяє виявити потенційно ненадійні ділянки систем, впливом на які відповідним чином можна підвищити надійність системи в цілому.

Імовірністю безвідмовної роботи називають імовірність того, що в межах заданого інтервалу часу відмови не відбудеться. За статистичними даними імовірність безвідмовної роботи

$$P^*(t) = \frac{N - n(t)}{N}, \quad (3.5)$$

де N – кількість приводів, які випробували або за якими спостерігали; $n(t)$ – кількість приводів, які відмовили під час роботи.

При $N \rightarrow \infty$ статистична оцінка $P^*(t)$ є стійкою та наближається до $P(t)$. Зміна імовірності безвідмовної роботи при $t = 0$ відповідно до прийнятої моделі (в момент початку роботи елемент працездатний) $P(0) = 1$ та згідно з логікою при $t = \infty$ $P(\infty) = 0$. Таким чином імовірність безвідмовної роботи змінюється в межах від 0 до 1. Характер зміни $P(t)$ у часі залежить від властивостей приводу і законів розподілу відмов.

Імовірність безвідмовної роботи й інтенсивність відмов мають

однозначний зв'язок (див. залежність (3.4)) $\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}$. Або [40]

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}. \quad (3.6)$$

Важливим для практики випадком є робота елемента при постійній інтенсивності відмов $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$. При цьому

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (3.7)$$

Залежність (3.7) є експоненціальним законом надійності.

Для $P(t) > 0,9$ або $\lambda t < 0,1$ залежність (3.7) замінюють першим членом розкладу функції [40]:

$$P(t) = 1 - \lambda t. \quad (3.8)$$

Відсутність наслідків відмов, які підпорядковуються експоненціальному закону, приводить до того, що імовірність безвідмовної роботи на відрізку $(t, t + \Delta t)$ не залежить від часу попередньої роботи, а залежить тільки від довжини інтервалу Δt .

Середнє напрацювання до відмови T_0 – це математичне очікування напрацювання приводу до першої відмови. Напрацювання – це тривалість або обсяг роботи об'єкта. Напрацювання до відмови оцінюють годинами. Коли об'єкт працює циклами, то напрацювання до відмови оцінюють кількістю циклів (увімкнень).

Статистичне визначення середнього напрацювання до відмови залежить від плану випробувань. Коли під час випробувань всі N об'єктів відмовили і час до відмови кожного об'єкта визначено t_1, t_2, \dots, t_N , то

$$T_0^* = \sum_{i=1}^N \frac{t_i}{N}. \quad (3.9)$$

Коли точна інформація про величини t_i відсутня, то середнє напрацювання можна визначити із залежності [40]

$$T_0^* = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^m n_i \bar{t}_i, \quad (3.10)$$

де $m = \frac{t_{\Sigma}}{\Delta t}$ – кількість часових інтервалів, на які поділено увесь період випробувань; n_i – кількість об'єктів, що відмовили в i -му інтервалі; $\bar{t}_i = 0,5\Delta t + i\Delta t$ – середній час i -го інтервалу.

За умови $\lambda(t) = \text{const}$ [40]:

$$T_0 = \frac{1}{\lambda}; \quad P(t) = e^{-\frac{t}{T_0}}. \quad (3.11)$$

Імовірність безвідмовної роботи використовують для кількісної оцінки надійності приводу як системи. Інтенсивність безвідмовної роботи використовують для кількісної оцінки надійності елементів та агрегатів. Приводи та їх елементи високонадійні, для них справедливі співвідношення $\lambda(t) \leq 1$ і $P(t) \rightarrow 1$. Тому, розклавши в ряд Тейлора $e^{-\frac{t}{T_0}}$ та відкинувши члени вище першого порядку, отримаємо такі наближені співвідношення:

$$P(t) = 1 - \Lambda t; \quad \Lambda(t) = \sum_{i=1}^r N_i \lambda_i; \quad T_0 = \Lambda^{-1}, \quad (3.12)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов; N_i – кількість однотипних елементів; r – кількість груп однотипних елементів.

Залежності (3.12) справедливі для приводів, у яких $P(t) > 0,8$.

3.2. Показники надійності відновних приводів

Відновні приводи дозволяють під час експлуатації відновлювати працездатність. До відновних приводів належать приводи верстатів, машин, технологічного обладнання, відмови яких не ведуть до катастроф та аварій, а тільки визначають перерву функціонування на час ремонту і відновлення.

При експлуатації відновних приводів спостерігається потік відмов та відновлення. Вид потоку відмов визначає показники надійності і методи їх розрахунку. Найбільш повно вивчений та формалізований простіший потік відмов, який одночасно задовольняє умови стаціонарності, відсутності наслідків й ординарності.

Стаціонарність процесу означає, що на будь-якому проміжку часу імовірність виникнення відмови залежить тільки від часу і не залежить від зсуву по осі часу. У великій кількості випадків стаціонарні потоки мають властивість ергодичності – великої кількості спостережень, зроблених в одній системі у довільно вибраний момент часу, має такі самі статистичні властивості (закони розподілу), що і така сама кількість спостережень, зроблених одночасно на великій кількості систем.

Відсутність наслідків (марківський процес) означає, що імовірність появи відмови в проміжку часу не залежить від кількості відмов та їх розподілу до цього проміжку часу. Це означає, що в системах з такими властивостями

відмови незалежні, а проміжки часу між відмовами розподілені за експоненціальним законом.

Характеристиками безвідмовної роботи відновних приводів є параметр потоку відмов, напрацювання до відмови та імовірність безвідмовної роботи.

Параметр потоку відмов. Статистично параметр потоку відмов характеризує середню кількість відмов в одиницю часу відновного приводу за заданий період роботи

$$\omega^*(t) = \frac{\sum_1^N n_1(t + \Delta t) - \sum_1^N n_i(t)}{N\Delta t}.$$

Для найпростіших потоків відмов параметр потоку відмов збігається з інтенсивністю відмов, тобто $\omega^*(t) = \lambda(t)$.

Потік відновлення є наслідком потоку відмов, оскільки потреба у відновленні з'являється тільки після відмови. При визначенні потоку відновлення необхідно враховувати специфіку технічного обслуговування приводу та проведення планово-попереджувальних ремонтів.

Напрацювання до відмови – це співвідношення напрацювання приводу до математичного очікування кількості його відмов протягом цього напрацювання.

Статистичне напрацювання до відмови приводу визначають як співвідношення суми часу безвідмовної роботи t_1 між сусідніми відмовами до кількості відмов у розглянутий період роботи

$$T_0^* = \sum_1^n \frac{t_i}{n}.$$

Коли розглядається N виборів, то

$$T_0^* = \frac{1}{N} \sum_1^n \frac{1}{n} \sum_1^n t_i. \quad (3.13)$$

Імовірність безвідмовної роботи відновного приводу – це імовірність того, що в межах заданого напрацювання відмови не буде, або імовірність того, що привід у будь-який момент часу знаходиться у працездатному стані.

Відновний привід у довільний період часу $(t, t + \Delta t)$ буде в працездатному стані тільки при виконанні двох несумісних подій: A – привід працездатний в момент часу t і за інтервал Δt не відмовить; B – привід до моменту часу t відмовив, але за інтервал часу Δt відновлений.

Імовірність цих подій визначається залежностями:

$$P_A(t, t + \Delta t) = P(t)e^{\lambda \Delta t}; \quad (3.14)$$

$$P_B(t, t + \Delta t) = [1 - P(t)][1 - e^{-\mu \Delta t}], \quad (3.15)$$

де μ – параметр відновлення, який аналогічний параметру потоку відмов і є зворотною величиною до часу відновлення $\frac{1}{t_B}$.

Розклавши показникові функції (3.14) і (3.15) в ряд, залишаючи перші члени та застосувавши граничний перехід і розв'язавши отримане таким чином диференціальне рівняння, отримали залежність для визначення імовірності застати відновний привід у працездатному стані у будь-який момент часу [40]

$$P_r(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)t}. \quad (3.16)$$

Для відновного приводу раніше була отримана залежність $P(t) = e^{-\lambda t}$. Із рівняння (3.16) випливає, що при $t = 0$ $P_r(t) = 1$ і при $t \rightarrow \infty$ $P_r(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu}$. Таким чином, імовірність безвідмовної роботи відновного приводу більша, ніж невідновного. Чим менший час відновлення (μ більше), тим більша імовірність безвідмовної роботи, рис. 3.1.

Показники довговічності. *Довговічність* – властивість приводу зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів. Ознаки граничного стану встановлено нормативно-технічною документацією на конкретний привід.

Для оцінки довговічності приводу використовують показники, що характеризують вихід за допустимі межі основних технічних характеристик (потужність, ККД, швидкість, точність функціонування тощо) або здатність приводу виконувати функції з допустимими витратами на обслуговування. До таких показників належать ресурс та строк служби.

Строк служби T_{cl} – календарна тривалість експлуатації приводу від її початку або поновлення після капітального ремонту до настання граничного стану.

Ресурс T_p – напрацювання приводу від початку експлуатації або його поновлення після капітального ремонту до настання граничного стану.

Різниця між ресурсом і строком служби в тому, що перший показник є оцінкою фактичного напрацювання приводу, в той час як строк служби

характеризує тривалість існування приводу від моменту введення в експлуатацію незалежно від характеру його використання.

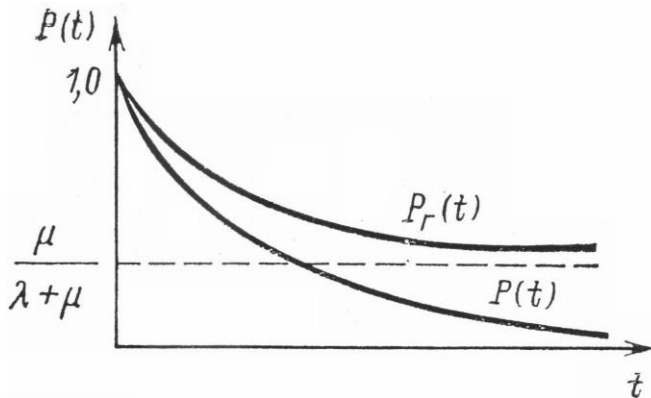


Рисунок 3.1 – Залежність імовірності безвідмовної роботи для відновних та невідновних приводів

Призначений ресурс $T_{p.n}$ – загальне напрацювання приводу, при досягненні якого експлуатацію приводу треба припинити незалежно від його технічного стану. Цей показник є не випадковою величиною і застосовується для приводів складних об'єктів, що виконують відповідальні функції.

Середній ресурс $T_{p.cр}$ або середній строк служби $T_{сл.cр}$ – середнє значення ресурсу (строку служби) сукупності приводів одного типорозміру і використання. Ці показники визначаються із залежностей [40]:

$$T_{p.cр} = \int_0^{\infty} t \varphi_p(t) dt; \quad T_{сл.cр} = \int_0^{\infty} t \varphi_{сл}(t) dt,$$

де φ_p – щільність розподілення ресурсу; $\varphi_{сл}(t)$ – щільність розподілення строку служби.

Міжремонтний ресурс – середній ресурс між суміжними ремонтами. Через те, що привід є завжди підсистемою якоїсь базової системи, то технічні вимоги до ресурсних показників для поставлених умов і режимів експлуатації визначаються значенням ресурсних показників базових машин.

Гама-процентний ресурс – напрацювання, протягом якого привід не досягає граничного стану із заданою імовірністю γ . Гама-процентний ресурс показує, що γ процентів приводів цієї модифікації повинні мати напрацювання до граничного стану не менше величини

$$T_{p\gamma} = \int_0^T \varphi(t) dt = \frac{\gamma}{100}.$$

Якщо, наприклад, $\gamma = 90\%$, то відповідний ресурс треба назвати «дев'яностопрцентним» ресурсом.

Коефіцієнт готовності K_r характеризує імовірність того, що привід виявиться працездатним у довільний момент часу, окрім планових періодів, протягом яких експлуатація приводу не передбачена.

Статистично коефіцієнт готовності визначається співвідношенням:

$$K_r = \frac{\sum_{i=1}^N t_i}{NT_e},$$

де t_i – час працездатного стану i -го приводу, N – кількість приводів, T_e – час експлуатації, який складається із послідовних інтервалів часу роботи, що чергуються з часом відновлення.

3.3. Джерела інформації про надійність приводу. Критерії узгодженості статистик

Для оцінки надійності гідроприводу використовують три основні джерела інформації про можливі втрати працездатності приводу в процесі експлуатації: аналітичні розрахунки та прогнозування надійності на етапі проектування, результати випробувань на надійність, дані експлуатації і ремонтів. Найбільш цінну інформацію про реальні показники надійності, зокрема про час безвідмовної роботи окремих елементів приводу, отримують при його технічному обслуговуванні.

Для об'єктивної та достовірної оцінки надійності приводів необхідна система збирання та обробки інформації, яка повинна охоплювати проектні й експлуатаційні установи, заводи-виробники і ремонтні підприємства та забезпечувати своєчасне отримання повних й об'єктивних даних про працездатність приводу для аналізу та прийняття рішень.

Отриману інформацію класифікують за однорідністю і часом спостереження, а також за метою випробувань. При цьому необхідно враховувати однотипність приводів. Всю інформацію групують за кількісними (рік виготовлення, номер приводу, дата введення в експлуатацію, дата появи несправності, час відновлення і напрацювання до відмови) та за атрибутивними (тип виробу, режим експлуатації, характер і причини несправностей тощо) ознаками.

Зазначимо, що для випробування будь-якого пристрою проводять реєстрацію певних параметрів з деякими похибками. Систематичні похибки обумовлені умовами випробувань або об'єктивними факторами, властивими цьому об'єкту чи методу випробувань. Випадкові похибки характеризуються

сумарною дією великої кількості різних факторів.

Для встановлення закономірностей похибок і достовірного оцінювання надійності відповідно до граничної теореми теорії імовірності необхідно провести велику кількість досліджень та вимірів. На практиці обмежуються скороченим комплексом випробувань та за їх результатами формують висновки про всю сукупність. У зв'язку з цим результати випробувань розглядають як випадково вибрану систему величин, яка є одною з можливих реалізацій, яка б могла бути.

Сукупність всіх випробувань і результати спостережень, які можна отримати в цих умовах, називають генеральною сукупністю, а отримані при випробуваннях результати – вибіркою з генеральної сукупності. Розрізняють два види генеральної сукупності – нескінченну і скінченну.

Скінченною генеральною сукупністю є, наприклад, партія N виготовлених приводів, з яких для аналізу надійності взяли $n < N$ випадково вибраних. Якщо аналізується технологічний процес, ті ж самі приводи слід вважати як вибірку з нескінченної сукупності приводів, які можна виготовити за цією технологією. Вибірка називається репрезентативною, якщо вона достатньо добре представляє генеральну сукупність.

Для оцінки шуканих характеристик проводять статистичну обробку спостережень. Припустимо, що є випадкова величина x із законом розподілу $F(x)$. У результаті випробувань отримано вибірку $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, яку статистично обробили та отримали статистику θ_x^* параметра x . Статистиками може бути математичне очікування, дисперсії й ін. Оскільки вибірка $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ має випадковий характер, то і статистика випадкова та може характеризуватися законом розподілення $F(\theta)$ і числовими характеристиками цього закону: математичним очікуванням m_θ , дисперсією D_θ й ін. Природно, що розрахункові формули для отримання оцінок θ_x^* будуть залежати від вихідного розподілу $F(x)$, вибірки $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ та вимог, які пред'являються до оцінок. Зазвичай намагаються отримати незсунені, обґрунтовані й ефективні оцінки.

Для незсуненої оцінки її математичне очікування співпадає з дійсним значенням параметра, що оцінюється:

$$m_{\theta_x^*} = \theta_x.$$

Ефективна оцінка для цього обсягу вибірки має мінімальну дисперсію

$$D_{\theta_x^*} = \min.$$

Обґрунтована оцінка θ_x^* зі збільшенням обсягу n вибірки сходиться за імовірністю до істинного значення θ_x . Інакше кажучи, оцінка θ_x^* обґрунтована, якщо для будь-яких скільки завгодно малих ε і η існує таке n_1 , що при $n_1 > n$ виконується рівність

$$\text{Вер} \left\{ \left| \theta^* - \theta_x \right| < \varepsilon \right\} = \eta. \quad (3.17)$$

Зі збільшенням обсягу n вибірки щільність імовірностей $f(\theta_x^*)$ оцінки θ_x^* наближається до дійсного значення $\theta_x = m_{\theta_x}$, тобто дисперсія оцінки $D_{\theta_x^*}$ зі зростанням обсягу вибірки прагне до нуля. В реальних умовах вибірка завжди менша за генеральну сукупність, тому необхідно визначити достовірні оцінки. Для гідропневмоагрегатів ці оцінки визначають за методикою роботи [44].

Для оцінки узгодженості емпіричних і теоретичних статистик використовують різні критерії узгодження.

Критерій Смирнова застосовують для виключення грубих похибок у малих вибірках. За результатами вимірювань x підраховують математичне

очікування $m_x^* = \frac{1}{n} \sum_1^n x$ і середнє квадратичне відхилення

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{1}{1-n} \sum_1^n (x_1 - m_x^*)^2}, \text{ потім підраховують статистику } \varepsilon = \frac{x_{ic} - m_x^*}{\sigma^*}, \text{ де}$$

x_{ic} – сумнівний результат вимірювань. Коли для цієї кількості вимірювань n та обраної надійності (заданої достовірності) P величина ε перевищує критичну величину $\varepsilon_{кр}$, то з імовірністю, яка більша P , можна вважати сумнівний результат дослідів x_{ic} грубою помилкою і не використовувати при подальшому аналізі. Величини $\varepsilon_{кр}$ наведено в табл. 3.1 [40].

Таблиця 3.1 – Числові значення статистики ε

n	P			n	P		
	0,9	0,95	0,99		0,9	0,95	0,99
1	2	3	4	5	6	7	8
4	1,689	1,710	1,728	22	2,664	2,823	3,123
6	1,996	2,067	2,161	24	2,701	2,862	3,179
8	2,172	2,273	2,431	26	2,737	2,921	3,220
10	2,294	2,414	2,616	28	2,764	2,929	3,258
12	2,387	2,519	2,753	30	2,792	2,958	3,291
14	2,461	2,602	2,859	35	2,853	3,022	3,364

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8
16	2,523	2,670	2,946	40	2,904	3,075	3,424
18	2,577	2,729	3,017	45	2,948	3,120	3,474
20	2,623	2,779	3,079	50	2,987	3,160	3,518

Критерій Пірсона (χ^2) застосовують, коли обробка експериментальних даних робиться із використанням інтервального ряду та коли частина або всі параметри розподілення передбачуваного закону невідомі і їх треба визначити за результатами випробувань. Для перевірки варіаційний ряд розбивають на k рівних інтервалів так, щоб в кожному інтервалі було не менш ніж п'ять вимірів. Нехай статистична функція розподілення $F^*(x)$ побудована за результатами n незалежних випробувань, що розбиті на k інтервалів. Визначаємо частоти потрапляння вимірів у кожний з інтервалів і $P_i = \frac{n_i}{n}$, де n_i – кількість результатів в i -му інтервалі. Необхідно також визначити узгодження гіпотези про закон розподілу з результатами експерименту і параметрами розподілу. При $n \rightarrow \infty$ ця статистика має розподіл

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^k (n_i - nP_i)^2}{nP_i}, \quad (3.18)$$

з кількістю степенів вільності ν . При використанні χ^2 важливе значення має визначення степенів вільності. Кількість степенів вільності (розрядних інтервальних частот) цього варіаційного ряду вказує, скільки з цих частот залишаються вільними, тобто скільки розрядних клітин можуть бути заповнені довільно, якщо взяти до уваги кількість незалежних зв'язків, яким підпорядковуються ці частоти. Такі зв'язки обумовлюються невідомими параметрами, що входять до теоретичного розподілу.

Кількість степенів вільності

$$\nu = k + 1 - s, \quad (3.19)$$

де k – кількість інтервалів (розрядів) частот; s – кількість невідомих параметрів закону розподілу (для нормального $s = 2$, для експоненціального $s = 1$, для розподілу Вейбулла $s = 3$, для біномного та розподілу Пуассона $s = 1$).

За таблицею з роботи [40] знаходять імовірність $P(\chi_0^2)$ та за нею приймають рішення про збіг експериментального та теоретичного розподілу.

Спрощене використання критерію Пірсона для оцінки розбіжності між

емпіричним та теоретичним розподілу [40]:

якщо

$$\left| \frac{\chi_0^2 - \nu}{\sqrt{2\nu}} \right| > 3, \quad (3.20)$$

то розбіжність можна вважати суттєвою,

якщо

$$\left| \frac{\chi_0^2 - \nu}{\sqrt{2\nu}} \right| < 3, \quad (3.21)$$

то розбіжність можна вважати випадковою, тобто теоретичний закон розподілу добре узгоджений з емпіричним.

Критерій Колмогорова доцільно використовувати, коли є малі обсяги вибірки ($n < 20$) і відомі апріорі характеристики теоретичного закону розподілу. Для використання критерію Колмогорова необхідно на одному графіку (рис. 3.2) побудувати теоретичну $F(x)$ та експериментальну $F^*(x)$ криві розподілу і знайти найбільше абсолютне відхилення між цими функціями

$$D_H = \max [F(x) - F^*(x)]. \quad (3.22)$$

Узгодженість законів розподілу визначають за імовірністю

$$P = \text{Вер} (D_H \sqrt{n} > \lambda_H), \quad (3.23)$$

де n – кількість дослідів; λ_H – значення критерію Колмогорова, табл. 3.2.

Якщо за рівнянням (3.23) отримаємо $P(\lambda_H) > 0,3$, то узгодження між теоретичним та емпіричним законами розподілу вважається добрим. Якщо $P(\lambda_H) < 0,3$, то функція $F(x)$ недостатньо добре узгоджується з $F^*(x)$.

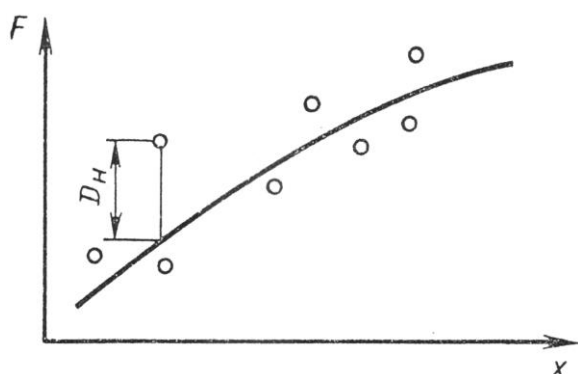


Рисунок 3.2 – Теоретична та експериментальна функції розподілу

Таблиця 3.2 – Значення критерію Колмогорова

λ_H	0,44	0,52	0,57	0,61	0,65	0,71	0,77	0,89	0,97	1,07	1,22	1,36	1,52
P	0,99	0,95	0,90	0,85	0,80	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20	0,10	0,05	0,02

Необхідно зазначити, що критерій Колмогорова передбачає, що параметри теоретичного розподілення відомі завчасно. Якщо параметри теоретичного розподілення визначаються за тими ж даними, за якими отримана функція $F^*(x)$, то оцінка узгодженості є завищеною.

За рівнянням (3.23) можна визначити границі, в яких буде знаходитися невідома функція розподілу $F(x)$, за допомогою відомої з дослідів функції $F^*(x)$. Записавши рівняння (3.23) у вигляді нерівності

$$P = \text{Вер} \left[\frac{F^*(x) - \lambda_n}{\sqrt{n}} < F(x) < \frac{F^*(x) + \lambda_n}{\sqrt{n}} \right], \quad (3.24)$$

з якої визначимо верхню та нижню границі:

$$F_b(x) = \frac{F^*(x) + \lambda_n}{\sqrt{n}}; \quad (3.25)$$

$$F_n(x) = \frac{F^*(x) - \lambda_n}{\sqrt{n}}. \quad (3.26)$$

Зазначимо, що завжди $F_b(x) < 1$, а $F_n(x) > 0$, тобто в тому випадку, коли за рівняннями (3.25) і (3.26) отримуємо значення більше 1 або менше 0, приймають відповідно до границі 1 та 0.

3.4. Методи оцінки розподілень

Метод максимуму правдоподібності. Він є одним з найбільш загальних методів оцінки характеристик випадкових величин. Його використовують тоді, коли за результатами експерименту можна попередньо вибрати функцію розподілу, а параметри розподілу невідомі. Метод дозволяє отримати обґрунтовані, незміщені й ефективні оцінки параметрів розподілу.

Суть методу така. Нехай задана безперервна випадкова величина X з щільністю розподілення $f(x, \theta)$ і вибіркою $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, як результат незалежних випробувань. Визначимо умовну щільність імовірності вибірки x_1, x_2, \dots, x_n при фіксованому значенні параметра θ_x , який оцінюється параметрами розподілу (m_x, σ_x та ін.). Для цього запишемо функцію правдоподібності:

$$L(x_1, x_2, \dots, x_n, \theta) = f(x_1, \theta_x) f(x_2, \theta_x) \dots f(x_n, \theta_x). \quad (3.27)$$

Оскільки значення x_1, x_2, \dots, x_n та вид щільності імовірностей $f(x, \theta)$ відомі, то функція правдоподібності залежить тільки від θ . Як максимум правдоподібності θ_x^* параметра θ_x вибираємо таке значення θ_x , при якому

функція правдоподібності (3.27) набуває максимального значення. Інакше, знаходимо таке значення θ_x , при якому імовірність отримання значення x_1, x_2, \dots, x_n , що мають місце при випробуваннях, максимальна. Максимум функції правдоподібності:

$$\frac{\partial L(x, \theta)}{\partial \theta_x} = 0. \quad (3.28)$$

Якщо θ_x – вектор, то отримуємо систему рівнянь. Зазвичай використовують логарифмічну функцію правдоподібності $\partial \ln L(x, \theta)$, яку підставляють в рівняння (3.28) та шукають розв'язок.

У випадку, коли випадкова величина X дискретна і може набувати значення z_1, z_2, \dots, z_n , а $m_1^*, m_2^*, \dots, m_n^*$ – частоти цих значень у вибірці, причому

$\sum_i^n m_i^* = n$ та $\text{Вер}(X = z_i) = P_i(\theta)$, функція правдоподібності:

$$L(m_1^*, m_2^*, \dots, m_n^*, \theta) = P_1(\theta_x) P_2(\theta_x) \dots P_n(\theta_x). \quad (3.29)$$

Як приклад визначимо параметри нормального розподілу, яке описує усі випадкові величини, на які впливає велика кількість рівнозначних факторів. Функція нормального розподілу:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2} \right\}. \quad (3.30)$$

Параметрами нормального розподілу є математичне очікування m_x та середнє квадратичне відхилення σ_x вибірки (x_1, x_2, \dots, x_n) .

Відповідно до (3.27) і (3.30) функція правдоподібності нормального розподілу:

$$L(x_1, x_2, \dots, x_n, \sigma_x^2) = \prod_1^n \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_i - m_x)^2}{2\sigma_x^2}} = \left(\frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \right)^n e^{-\frac{1}{2\sigma_x^2} \sum_1^n (x_i - m_x)^2}$$

$$\text{або } \ln L = -\frac{n}{2} \ln 2\pi - \frac{n}{2} \ln \sigma_x^2 - \frac{n}{2\sigma_x^2} \sum_1^n (x_i - m_x)^2.$$

Рівняння правдоподібності мають вигляд:

$$\frac{1}{\sigma_x^2} \sum_1^n (x_i - m_x)^2 = 0; \quad -\frac{n}{2\sigma_x^2} + \frac{1}{2\sigma_x^2} \sum_1^n (x_i - m_x)^2 = 0.$$

Після розв'язку останнього рівняння отримуємо оцінки розподілу:

$$m_x^* = \frac{1}{n} \sum_1^n x_i ; \quad (3.31)$$

$$\sigma_x^{*2} = \frac{1}{n} \sum_1^n (x_i - m_x)^2 . \quad (3.32)$$

Оцінка (3.32) зміщена. Незміщена оцінка дисперсії визначається за формулою

$$\sigma_x^{*2} = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_i - m_x)^2 . \quad (3.33)$$

Оцінка (3.31) як сума нормально розподілених випадкових вибірових значень x_i має нормальний розподіл з математичним очікуванням m_x та дисперсією $\sigma^2 = \frac{\sigma_x^2}{n}$, якщо відомо значення σ_x . З функції правдоподібності випливає, що при заданому значенні σ_x функція правдоподібності максимальна, якщо мінімальна сума $\sum_1^n (x_i - m_x)^2$. Це є основною частиною окремого випадку методу правдоподібності – методу найменших квадратів.

Метод довірчих інтервалів. Він дозволяє визначити границі, в яких з достатньо високою імовірністю знаходяться невідомі статистичні характеристики вибірки з генеральної сукупності.

Нехай за результатами випробувань отримана незміщена оцінка m_x^* параметра x . Довірча оцінка може бути подана у вигляді $|x - m_x^*| < \varepsilon$. Довірчий інтервал $J_\gamma(m_x^* - \varepsilon, m_x^* + \varepsilon)$ визначає область можливих значень m_x для цього параметра, рис. 3.3. Потрапляння параметра в цю область гарантується заданою імовірністю

$$\text{Вер} \left[|x - m_x^*| < \varepsilon \right] = \gamma ,$$

де ε – наперед задана позитивна величина, визначена з довірчою імовірністю γ .

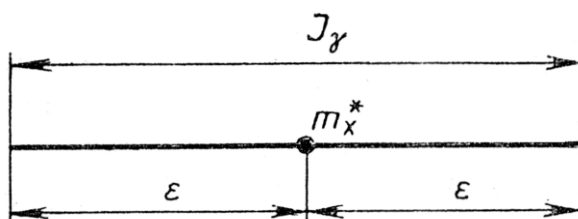


Рисунок 3.3 – Довірчий інтервал

При використанні методу довірчих інтервалів може бути два випадки: точність вимірювань (визначається m_x) відома, тобто σ_x задана; точність вимірювань невідома. У першому випадку довірчу оцінку математичного очікування можна подати через функцію Лапласа, прийнявши, що похибка вимірювань описується нормальним законом розподілу. Тоді, маючи на увазі,

що $\text{Вер} \left[|x - m_x^*| < \varepsilon \right] = \gamma = \Phi \left(\frac{\varepsilon}{\sigma_m \sqrt{2}} \right)$, отримаємо

$$\varepsilon = \sqrt{2} \Phi^{-1}(\gamma) \sigma_x / \sqrt{n},$$

де $\sigma_m = \sigma_x / \sqrt{n}$ – середнє квадратичне відхилення оцінки m_x^* .

Позначимо $u_\gamma = \sqrt{2} \Phi^{-1}(\gamma)$ – зворотна функція Лапласа або квантиль нормального розподілу. Довірча імовірність для математичного очікування

$$|x - m_x^*| \leq \frac{u_\gamma \sigma_x}{\sqrt{n}}. \quad (3.34)$$

Значення квантилів нормального розподілу наведені в додатку Б.

Граничні значення величин m_x при заданій довірчій імовірності γ визначаються із співвідношення

$$m_x^* - \frac{u_\gamma \sigma_x}{\sqrt{n}} < m_x < m_x^* + \frac{u_\gamma \sigma_x}{\sqrt{n}}. \quad (3.35)$$

Коли точність вимірювань невідома, довірчу оцінку невідомого параметра можна отримати, використовуючи розподіл Стюдента. Аргументом цього розподілу є випадкова величина $\frac{(m_x^* - m_x) \sqrt{n+1}}{\sigma_x^*}$, а щільність імовірностей утворюється відношенням нормальної щільності до χ^2 – щільності. Розподіл Стюдента при $n \rightarrow \infty$ сходиться до нормального. При невідомому значенні σ_x^* двосторонній довірчий інтервал оцінки m_x^* з довірчою імовірністю γ можна подати нерівністю

$$m_x^* - \frac{t_{\gamma, k} \sigma_x^*}{\sqrt{n}} < m_x < m_x^* + \frac{t_{\gamma, k} \sigma_x^*}{\sqrt{n}}, \quad (3.36)$$

де $t_{\gamma, k}$ – квантиль розподілу Стюдента, табл. 3.3; $k = n - 1$ – кількість степенів

вільності; $\sigma_x^* = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2}{n-1}}$ – емпірична оцінка середньої квадратичної похибки.

Оцінка імовірності безвідмовної роботи приводу є окремим випадком довірчої оцінки математичного очікування. Причому випадкова величина може набувати значення $x=1$, якщо подія відбулася або $x=0$, якщо подія не відбулася. Якщо математичне очікування величини x дорівнює P , а дисперсія дорівнює Pq , де $q=1-P$, то за результатами n незалежних випробувань розраховують частоту появи подій P^* та дисперсію σ_P^* :

$$P^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i; \quad \sigma_P^* = \sqrt{\frac{P^*(1-q^*)}{n}}.$$

Тоді довірча оцінка визначається з умови

$$P^* - t_{\gamma, k} \sigma_P^* < P < P^* + t_{\gamma, k} \sigma_P^*. \quad (3.37)$$

Значення довірчої імовірності γ у загальному випадку приймають довільним з урахуванням складності та умов функціонування приводу. Для приводів, вихід яких з ладу не приводить до тяжких наслідків, приймають $\gamma = 0,8 \dots 0,9$. Для приводів, які виконують відповідальні функції, $\gamma = 0,9 \dots 0,99$.

Для біноміального розподілу, що визначає появу події в кожному з n незалежних випробувань, яке закінчується появою або не появою відмови, імовірність отримання в n випробуваннях рівна m відмов, чи імовірність успіху в одному випробуванні P визначається за формулою [40]

$$\text{Вер}(m^* = m) = \frac{n!}{(n-m)!m!} P^{n-m} (1-P)^m, \quad (3.38)$$

де m – випадкова кількість відмов, що спостерігаються в n випробуваннях.

Таблиця 3.3 – Квантиль розподілу Стюдента, $t_{\gamma, k}$

k	γ				k	γ			
	0,80	0,9	0,95	0,99		0,80	0,9	0,95	0,99
1	3,087	6,314	12,706	63,657	12	1,356	1,783	2,170	3,055
2	1,866	2,920	4,303	9,965	14	1,345	1,761	2,145	2,977
3	1,638	2,353	3,181	5,841	16	1,337	1,746	2,120	2,921
4	1,533	2,132	2,766	4,604	18	1,330	1,734	2,101	2,878
5	1,476	2,015	2,571	4,032	20	1,325	1,725	2,086	2,845
6	1,440	1,943	2,447	3,707	25	1,316	1,708	2,060	2,787
7	1,415	1,895	2,365	3,499	30	1,310	1,697	2,042	2,750
8	1,397	1,860	2,306	3,355	60	1,296	1,671	2,000	2,660
9	1,393	1,833	2,262	3,250	70	1,282	1,645	1,960	2,576
10	1,372	1,812	2,228	3,169					

Для розподілу (3.38) нижня довірча границя безвідмовної роботи P_H оцінки P з довірчою імовірністю γ

$$\sum_{i=1}^m \frac{n!}{(n-m)!m!} P^m (1-P)^{n-m} = \gamma. \quad (3.39)$$

За рівнянням (3.39) розраховані $P = P_H$ біномного розподілу відмов залежно від кількості відмов m та випробувань n при довірчій імовірності $\gamma = 0,9$, табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Значення $P_H(n, m, \gamma = 0,9)$

$n - m$	m							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,025	0,017	0,013	0,010	0,009	0,007	0,006	0,005
2	0,135	0,098	0,076	0,063	0,053	0,046	0,041	0,037
4	0,343	0,271	0,225	0,193	0,169	0,150	0,135	0,123
6	0,479	0,400	0,345	0,304	0,271	0,245	0,244	0,206
7	0,571	0,493	0,436	0,391	0,355	0,325	0,300	0,279
10	0,636	0,562	0,505	0,460	0,423	0,391	0,364	0,341
15	0,736	0,674	0,623	0,581	0,544	0,512	0,484	0,460
20	0,793	0,741	0,696	0,658	0,625	0,594	0,568	0,543
25	0,883	0,782	0,742	0,715	0,681	0,653	0,625	0,611
30	0,856	0,816	0,782	0,751	0,723	0,697	0,674	0,652
35	0,874	0,839	0,792	0,755	0,734	0,710	0,700	0,689
40	0,889	0,857	0,829	0,8,04	0,780	0,758	0,739	0,719
45	0,901	0,872	0,846	0,822	0,801	0,781	0,762	0,744
50	0,910	0,883	0,860	0,838	0,818	0,799	0,789	0,764
60	0,925	0,902	0,882	0,863	0,845	0,828	0,813	0,798

При біномному плані випробувань відмови можуть і не спостерігатися, в цьому випадку нижню довірчу границю оцінки імовірності безвідмовної роботи можна розрахувати таким чином. Оскільки для одного випробування імовірність успіху P , то для n випробувань отримати підряд успішний результат можна з імовірністю P^n . Якщо $P \leq 1$, то імовірність неотримання відмов при n випробуваннях, які проводяться одне за одним, дуже мала ($1 - \gamma \leq 0$). Тому можна записати:

$$P_H^n = 1 - \gamma \quad \text{або} \quad P_H = \sqrt[n]{1 - \gamma}. \quad (3.40)$$

Для підтвердження нижньої довірчої границі P_H імовірності безвідмовної роботи з довірчою імовірністю γ необхідно відповідно до рівняння (3.40) провести випробування в кількості

$$n_{\text{тр}} = \frac{\lg(1-\gamma)}{\lg P_H}. \quad (3.41)$$

Для довірчої імовірності $\gamma = 0,9$ рівняння (3.41) набуде вигляду

$$n_{\text{тр}} = -\frac{1}{\ln P_H}. \quad (3.42)$$

Для $\gamma = 0,9$ необхідна кількість випробувань для підтвердження P_H становить:

P_H	0,8	0,85	0,9	0,95	0,99	0,999
$n_{\text{тр}}$	11	22	25	45	230	2300

З наведених даних можна зробити висновок, що зі збільшенням надійності приводів кількість випробувань, необхідна для її підтвердження, збільшується за гіперболічним законом.

3.5. Наближене визначення законів розподілу

Наведені методи оцінки параметрів розподілу θ_x ґрунтуються на тому, що відомий вигляд початкового закону розподілу $F(X)$ випадкової величини X за вибіркою x_1, x_2, \dots, x_n . На практиці частіше за все розподіл $F(X)$ невідомий, його приймають та перевіряють на відповідність істинному. Універсальних методів перевірки не існує, тому в інженерній практиці використовують графічні.

Суть графічних методів полягає у такому. Для будь-якого розподілу $F(X)$, яке містить не більше двох параметрів, підбирають таку перебудову координат $y = \Phi(F)$ і $z = \Phi(X)$, при якій графік функції $y(z)$, що залежить від виду розподілу $F(X)$, перетворюється в пряму лінію. Отримана пряма лінія є теоретичним розподілом. Якщо на цей графік нанести точки емпіричного розподілу і вони співпадуть з прямою лінією або будуть групуватися біля неї, то слід вважати, що закон розподілу вибрано правильно.

Розглянемо перетворення координат для нормального і експоненціального законів розподілення.

Функція нормального закону розподілу залежить від двох параметрів m_x і σ_x . Замість початкової системи координат $F(X)$ підбираємо нову

$$y = \frac{X - m_x}{\sigma_x} \text{ і } z = X.$$

Величина y є квантилем u_γ нормального розподілу з $m_x = 0$ та $\sigma_x = 1$.

Інакше $\frac{X - m_x}{\sigma_x} = u_\gamma$ або $u_\gamma = \frac{X}{\sigma_x} - \frac{m_x}{\sigma_x}$.

Отже, квантиль нормального розподілу лінійно залежить від аргументу, рис. 3.4, *a*. Відстань від початку координат до точки перетину прямої $u_\gamma(x)$ з віссю X дорівнює математичному очікуванню m_x , а нахил прямої $\operatorname{tg} \varphi = \frac{1}{\sigma_x}$.

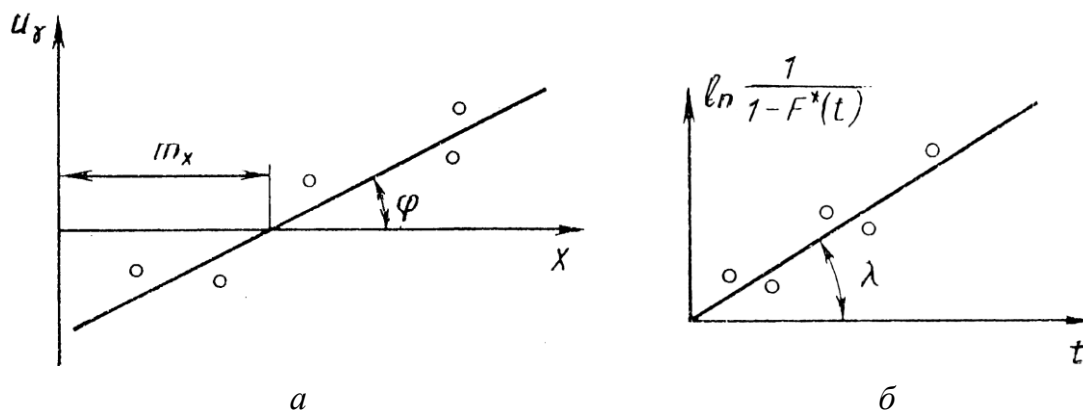


Рисунок 3.4 – Графічна перевірка законів розподілу: *a* – нормального; *б* – експоненціального

Квантиль безпосередньо пов'язаний з функцією розподілу $F(x) = \frac{\Phi(X - m_x)}{\sigma_x}$. Таким чином, якщо за даними випробувань x_1, x_2, \dots, x_n знайти експериментальні точки $(u_{\gamma i}, x_i)$ та нанести їх на площину u_γ, X , то при нормальному розподілі вони повинні розміститися біля прямої.

Характеристики розподілів m_x^* і σ_x^* знаходять за формулами (3.31) та (3.32). Для великих n їх можна визначити, використовуючи інтервали h :

$$m_x^* = \sum_{i=1}^h \frac{\left(x_i - \frac{h}{2}\right) n_i}{n}; \quad (3.43)$$

$$\sigma_x^{*2} = \sum_{i=1}^h \left[\left(x_i - \frac{h}{2}\right) - m_x^* \right]^2 \frac{n_i}{n}. \quad (3.44)$$

Для експоненціального закону розподілу функція розподілу

$$F(X) = 1 - e^{-\lambda t}. \quad (3.45)$$

Для графічного подання введемо нові координати. Після логарифмування рівняння (3.45) отримали

$$\ln \frac{1}{1-F(x)} = -\lambda t; \quad y = \ln \frac{1}{1-F(x)}. \quad (3.46)$$

Рівняння (3.46) є рівнянням прямої, що проходить через початок координат з кутом нахилу λ , рис. 3.4, б. Оцінку параметра λ можна знайти за експериментальними точками $y_i = \ln \frac{1}{1-F_i^*(x)}$ методом найменших квадратів:

$$\lambda^* = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \ln \frac{1}{1-F_i^*(x)}}{\sum_{i=1}^n t_i^2}. \quad (3.47)$$

3.6. Оцінка кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії

При випробуваннях приводів отримують сукупність, яка містить ряд відповідних одна одній значень двох і більшої кількості випадкових величин. Це має місце, наприклад, при проведенні експериментів для виявлення ступеня впливу різних факторів на характеристики приводу та подання результатів експерименту регресивним рівнянням вигляду

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i.$$

При цьому між випадковими величинами y та x може бути неоднозначна функціональна залежність, а складний стохастичний зв'язок, який проявляється в тому, що зміна однієї випадкової величини приводить до зміни закону розподілу іншої випадкової величини.

Найбільш простий та важливий для практики випадок стохастичного зв'язку – кореляційна залежність, яка характеризується кореляційним моментом:

$$K_{yx} = M[(x - m_x)(y - m_y)]. \quad (3.48)$$

За даними сукупності випробувань кореляційний момент

$$K_{yx} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)(y_i - m_y). \quad (3.49)$$

При оцінюванні ступеня кореляційного зв'язку зручно розглядати не сам момент зв'язку, а безрозмірне співвідношення:

$$\rho_{yx} = \frac{K_{yx}}{\sigma_y \sigma_x}, \quad (3.50)$$

яке називають коефіцієнтом кореляції випадкової величини.

Коефіцієнт кореляції $-1 < \rho < 1$. Якщо $\rho_{yx} = 0$, то залежності між x і y не існує, якщо $\rho_{yx} = 1$, залежність між x і y прямо пропорційна. Коли зв'язок між випадковими функціями та випадковими аргументами описується аналітичними залежностями, наприклад:

$$x = \varphi_1(t_1, t_2, \dots, t_{N_1}, z_1, z_2, \dots, z_k);$$

$$y = \varphi_2(t_1, t_2, \dots, t_{N_2}, l_1, l_2, \dots, l_c),$$

де $N_1 \leq N_2$, причому N_1 аргументів t – спільні; k, c – кількість аргументів, які мають вигляд z, l та незалежні.

Коефіцієнт кореляції між x і y визначається за залежністю [40]

$$\rho_{yx} = \frac{1}{\sigma_y \sigma_x} (b_{11} b_{21} \sigma_1^2 + b_{12} b_{22} \sigma_2^2 + \dots + b_{1N_1} b_{2N_1} \sigma_{N_1}^2), \quad (3.51)$$

де σ_x і σ_y – середнє квадратичне відхилення випадкових величин x і y ;

$$b_{1i} = \left(\frac{\partial x}{\partial t_i} \right)_{t_i=m_{t_i}}; \quad b_{2i} = \left(\frac{\partial y}{\partial t_i} \right)_{t_i=m_{t_i}}.$$

На підставі рівнянь (3.51) для системи випадкових величин кореляційна матриця має вигляд [40]

$$|K_{x_i x_j}| = \begin{vmatrix} K_{x_1 x_1} & K_{x_1 x_2} & \dots & K_{x_1 x_n} \\ K_{x_2 x_1} & K_{x_2 x_2} & \dots & K_{x_2 x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{x_n x_1} & K_{x_n x_2} & \dots & K_{x_n x_n} \end{vmatrix}, \quad (3.52)$$

де i та j – дискретні аргументи, які послідовно набувають значення $1, 2, 3, \dots, n$.

Кореляційна матриця симетрична відносно головної діагоналі, тобто $K_{x_i x_j} = K_{x_j x_i}$. По головній діагоналі кореляційної матриці розташовані дисперсії кожної із випадкових величин. Дійсно

$$K_{x_i x_i} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 = D_x.$$

Таким чином, в матриці для коефіцієнтів кореляції:

$$\rho_{x_i x_i} = \frac{K_{x_i x_i}}{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}} = \frac{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}}{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}} = 1.$$

Зв'язок між середніми значеннями вихідних та вхідних параметрів можна описати лінійними рівняннями регресії:

$$\begin{aligned} y - m_y &= \frac{\mu}{\sigma_x^2} (x - m_x); \\ x - m_x &= \frac{\mu}{\sigma_y^2} (y - m_y), \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} \text{де } m_y &= \frac{1}{n} \sum_1^n y_i; \quad m_x = \frac{1}{n} \sum_1^n x_i; \quad \sigma_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_i - m_x)^2; \quad \sigma_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (y_i - m_y)^2; \\ \mu &= \frac{1}{n} \sum_1^n x_i y_i - m_x m_y. \end{aligned}$$

Величина $\frac{\mu}{\sigma} = b$ називається коефіцієнтом регресії. Він виражається через коефіцієнт кореляції таким чином:

$$b_{yx} = \frac{\rho_{yx} \sigma_y}{\sigma_x}; \quad b_{xy} = \frac{\rho_{yx} \sigma_x}{\sigma_y}.$$

За емпіричними даними коефіцієнт регресії розраховують за формулою [40]

$$b_{yx} = \frac{\sqrt{n \sum_1^n y_i^2 - \left(\sum_1^n y_i \right)^2}}{\sqrt{n \sum_1^n x_i^2 - \left(\sum_1^n x_i \right)^2}}. \quad (3.54)$$

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення імовірності безвідмовної роботи приводу.
2. Із якої залежності визначається імовірність безвідмовної роботи невідновного приводу?
3. Що називають інтенсивністю відмов?
4. Перелічіть показники надійності невідновних приводів.
5. Що називають середнім напрацюванням до відмови?
6. Які показники характеризують надійність відновних приводів?
7. Що називають імовірністю безвідмовної роботи відновного приводу?

8. Дайте визначення довговічності, строку служби, ресурсу, призначеного ресурсу.

9. Що називають міжремонтним ресурсом, гама-процентним ресурсом, коефіцієнтом готовності?

10. Які існують джерела інформації для оцінки надійності приводу?

11. Для чого служить критерій Стюдента?

12. У яких випадках застосовують критерії Пірсона і Колмогорова?

13. У чому полягає сутність методу максимуму правдоподібності?

14. У чому полягає сутність методу довірчих інтервалів?

15. Яким чином визначити закон розподілу?

16. Як провести оцінку кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії?

РОЗДІЛ 4

ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДУ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

4.1. Загальні задачі розрахунку показників і контролю надійності

У процесі життєвого циклу привод проходить етапи проектування, виробництва та експлуатації. Етап проектування є визначальним у забезпеченні надійності. Основні завдання дослідження та розрахунку надійності на цьому етапі можна поділити на три групи.

1. Обґрунтування вимог до надійності основних елементів приводу (нормування надійності). Вирішення цього завдання відбувається на початковій стадії проектування і передбачає попереднє опрацювання структури приводу та обґрунтування принципів проектування.

2. Забезпечення надійності приводу та його елементів. На цьому етапі проводять дослідження та кількісну оцінку ефективності можливих способів забезпечення надійності, вибір основних проектних характеристик, статистичних запасів міцності та інших показників, роблять порівняльний аналіз варіантів і вибір оптимальних конструктивних рішень.

3. Контрольні розрахунки надійності приводу за проектною документацією. Надійність приводу значною мірою забезпечується на етапі його виробництва. У процесі виробництва мають місце об'єктивні та суб'єктивні фактори, які разом можуть знизити надійність приводу. Ці фактори можна поділити на дві групи.

А. Фактори, які приводять до грубих порушень технологічного процесу, похибок виготовлення, монтажу, а також виявлення прихованих дефектів, що призводять до втрати працездатності. Зазначимо, що фактори цієї групи виявити порівняно легко.

Б. Фактори, які приводять до непередбачуваних часткових змін

початкових властивостей елементів і матеріалів, що знижують надійність. Фактори цієї групи проявляються в процесі експлуатації. Їх виявлення пов'язане з втратою ресурсу та навіть з руйнуванням виробів, які контролюються.

Проведення суцільного контролю для виявлення факторів групи А та особливо групи Б потребує великих коштів. Тому на практиці використовують вибіркового контролю, який проводять для деякої випадкової вибірки з партії виробів. За результатами контролю вибірки приймають рішення про прийняття усієї партії виробів. Природно, що через випадковість вибірки можливі похибки при оцінюванні усієї партії виробів за вибічковими характеристиками. Ці похибки підрозділяються на дві категорії. Похибки першої категорії – надійна партія, що досліджується, оцінюється за результатами вибірки як ненадійна. Імовірність такої похибки α – імовірність, що забракована партія виробів справна, – називається ризиком постачальника.

Імовірність другої категорії – ненадійна партія, що досліджується, оцінюється за результатами вибірки як надійна. Імовірність такої похибки β – імовірність пропуску ненадійної партії виробів – називається ризиком споживача.

Потрібний такий контроль, при якому α і β були мінімальні. Зазвичай приймають $\alpha = \beta = 0,05 \dots 0,1$. Ці похибки вводять в оперативну функцію контролю $P(q)$, яка дорівнює імовірності прийняття партії виробів, що містить частку дефектних виробів $q = n/N$, де n – кількість дефектних виробів у партії з N виробів.

При заданих α і β виготовлення виробів здійснюється таким чином, щоб оперативна функція контролю знаходилася в межах $P(q_1) < P(q) < P(q_2)$.

На етапі експлуатації приводу практично виявляється досягнутий рівень надійності. Через вплив на привід різних факторів збурення його надійність змінюється. Коли надійність стає мінімальною P_{\min} , експлуатація приводу припиняється, і він підлягає ремонту. В результаті ремонту і заміни елементів, що вийшли з ладу, імовірність безвідмовної роботи приводу підвищується до P_1 , однак через спрацювання ресурсу інших елементів новий рівень P буде нижчим від початкового P_0 , тобто $P_{\min} < P_1 < P_0$. Під час експлуатації приводу контролюють рівень P в момент часу t та підтримують його протягом всього часу експлуатації шляхом відповідного технічного обслуговування.

Для кількісної оцінки надійності приводів значного поширення набули два методи: метод неперевищень і метод структурних схем. Метод неперевищень використовують, коли треба визначити надійність по відношенню до поступових відмов та надійність щодо міцності конструкції. Метод структурних схем використовують по відношенню до раптових відмов гідроприводів.

4.2. Загальні рівняння надійності приводу

Оскільки привід є складною системою взаємопов'язаних вузлів, агрегатів та інших систем, то для аналізу надійності така складна система розподіляється на елементи. Привід характеризується структурою та функціями. Структура приводу – це сукупність елементів і взаємозв'язки між ними, функція – сукупність всіх можливих його дій. Спочатку розглядаються характеристики елементів, а потім оцінюється працездатність всієї системи.

Параметри елементів по-різному впливають на надійність приводу. Можна виділити три основних види цих параметрів. Перша група параметрів – це параметри, які впливають на працездатність тільки самого елемента. Друга група параметрів бере участь у формуванні вихідних параметрів всієї системи (їх зміни повинні враховуватись у сукупності зі змінами параметрів аналогічних елементів). Третя група параметрів впливає на працездатність інших елементів.

Методи аналізу надійності формують залежно від того елементи якої групи переважають. Система, яка містить елементи з параметрами першої групи, є системою з незалежними елементами. Для її надійного функціонування необхідна надійна робота кожного елемента. Для приводів, що містять елементи другої групи, необхідно розглядати систему в цілому та враховувати як участь кожного елемента у формуванні надійності, так і їх взаємний вплив на працездатність.

При аналізі надійності складної системи всі її елементи доцільно поділити на три групи.

1. Елементи, працездатність яких практично не впливає на працездатність системи, наприклад, корпус приводу.

2. Елементи, працездатність яких за певний проміжок часу практично не змінюється (корпус деталі, гідростатичні підшипники, малонавантажені елементи з великим запасом міцності).

3. Елементи, відмови яких ведуть до відмови приводу.

Аналізувати треба тільки елементи третьої групи. В складних системах безвідмовність роботи елементів є необхідною, але недостатньою умовою надійності усієї системи. Це пояснюється тим, що в складних системах велику роль відіграє взаємозв'язок елементів. Працездатні елементи можуть впливати на інші елементи та вивести їх із ладу. Наприклад, частки зношування насоса, який знаходиться у непрацездатному стані, можуть привести до заклинювання прецизійних пар і відмови всього приводу. Таким чином, при аналізі надійності приводу як складної системи необхідно враховувати взаємозв'язок елементів.

Модель надійності приводу повинна установлювати функціональний зв'язок між показниками його складових частин і взаємозв'язок їх з виробничо-експлуатаційними факторами. У загальному вигляді імовірність безвідмовної роботи приводу має вигляд

$$P(t) = P[F(P_i, t_i, N)U(\delta_i, T_i, N)],$$

де $F(\cdot)$ – функціональне подання структури приводу і взаємозв'язку його частин у будь-який момент функціонування t_i ; P_i – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента приводу; N – кількість елементів приводу; $U(\cdot)$ – оператор, що визначає ступінь впливу на показники надійності факторів збурення; δ_i , і T_i – обсяг і регламент технічного обслуговування i -го елемента в процесі експлуатації.

Оскільки привід складається з функціонально залежних та взаємозв'язаних елементів, у процесі його функціонування між ними є статистичний зв'язок. Нехай кількість елементів приводу N та для кожного елемента апіорі відомі показники надійності, наприклад імовірність безвідмовної роботи P_i . Будь-який елемент може знаходитися в одному з двох станів: A – справному і \bar{A} – несправному. Імовірність того, що в цьому випадку разом відбудуться N подій A (усі елементи приводу знаходяться в справному стані), визначається залежністю

$$P = P(\cap A) = 1 - P(\cup \bar{A}).$$

Між подіями A і \bar{A} (імовірностями безвідмовної роботи елементів i та j) є кореляційний зв'язок, який визначається коефіцієнтом кореляції [40]

$$\rho_{A_i A_j} = \frac{P(A_i \cap A_j) - P(A_i)P(A_j)}{\sqrt{P(A_i)P(A_j)[1 - P(A_i)][1 - P(A_j)]}}, \quad (4.1)$$

де $P(A_i \cap A_j)$ – імовірність появи одночасно подій A_i і A_j ; $P(A_i)$ – імовірність появи події A_i .

Введемо таку функцію $y = y(\rho_{A_i A_j})$ коефіцієнти кореляції між подіями A_i і A_j , яка для всіх $\rho_{A_i A_j} = 0$ (елементи приводу незалежні) обертається в нуль, а при $\rho_{A_i A_j} = 1$ (елементи приводу статистично залежні) – в одиницю. Імовірність $P(\cap A_i)$ є функцією вектора (A_1, A_2, \dots, A_N) та матриці $|\rho_{A_i A_j}|$. Якщо припустити, що $\frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y}$ існує, $P(\cap A_i)$ можна виразити у вигляді від функції $y = y(\rho_{A_i A_j})$ [40]:

$$P(\cap A_i) = \prod_1^N P(A_i) + \int_0^y \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy. \quad (4.2)$$

Зі співвідношення (4.2) отримали

$$\begin{aligned} \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy &= P_{\min} - \prod_1^N P(A_i) = B; \\ \int_0^N \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy &= B - \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy = BK_N, \end{aligned} \quad (4.3)$$

де $P_{\min} = P(A_i)$ – мінімальне значення P_i ; $K_N = 1 - \frac{1}{B} \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy$.

Коефіцієнт K_N враховує статистичний зв'язок між відмовами елементів

$$K_N = \frac{2}{\pi c} \sum_{i < j} \arcsin \rho_{A_i A_j}. \quad (4.4)$$

Індекси $i < j$ означають, що в K_N входять тільки ті коефіцієнти кореляції, для яких $i < j$, тобто $\rho_{A_1 A_2}$, $\rho_{A_1 A_3}$, $\rho_{A_2 A_3}$, але не можна брати коефіцієнти $\rho_{A_3 A_2}$, $\rho_{A_4 A_1}$. З рівнянь (4.2) і (4.3) отримали імовірність безвідмовної роботи приводу як системи, що містить N незалежних елементів

$$P = \prod_1^N P_i + \left(P_{\min} - \prod_1^N P_i \right) K_N. \quad (4.5)$$

Залежно від ступеня статистичного зв'язку між відмовами елементів можливі такі випадки.

1. $\rho_{A_i A_j} = 0$ (статистичний зв'язок відсутній); при цьому $y = 0$, $K_N = 0$ і

$$P = \prod_1^N P_i. \quad (4.6)$$

Таким чином, надійність системи, яка містить N незалежних елементів,

дорівнює добутку імовірностей безвідмовної роботи окремих елементів.

$$2. \rho_{A_i A_j} = 1 \text{ (усі елементи статистично залежні)} \quad y = 1, \quad K_N = 1 \text{ і}$$

$$P = P_{\min}. \quad (4.7)$$

Якщо елементи приводу статистично залежні, то імовірність безвідмовної роботи системи визначається імовірністю безвідмовної роботи найменш надійного елемента (модель «слабкого» ланцюга).

4.3. Метод неперевищень або «здатність витривалості – навантаження»

Умови справного функціонування приводу часто формулюють у вигляді співвідношень, які відображають вимоги неперевищенням деякої функції її допустимих значень. Надійність приводу визначається співвідношенням допустимих значень u_d і можливих значень у вихідних параметрів.

Працездатність характеризується сталою областю граничних станів, вихід за межі якої кваліфікується як відмова, тобто $y < u_d$. У загальному випадку межі працездатності є випадковими. Основною трудностю встановлення допустимого параметра u_d є те, що зазвичай допустимі значення меж зміни вихідних параметрів призначають для базових машин, на яких встановлено привід, а для аналізу надійності нового приводу необхідно знати межі зміни його параметрів. Крім того, між вихідними параметрами і ступенем пошкодження може існувати функціональний зв'язок, що відображає принцип дії та призначення приводу. Лінійний закон зміни ступеня пошкодження може привести до нелінійних часових змін вихідного параметра, оскільки процес пошкодження пов'язаний з фізичними явищами, які відбуваються в матеріалах, а зміна вихідного параметра відображає мікропроцес, що відбувається у всій системі. У зв'язку з цим, незважаючи на те, що граничне значення вихідного параметра у загальному випадку є величиною не випадковою, при аналізі надійності її розглядають як випадкову з відповідними статистичними характеристиками. Граничним станом приводу назвемо такий його стан, коли діюче навантаження буде дорівнювати здатності витривалості. Якщо позначити: R – навантаження, S – здатність витривалості, то умова неперевищення (безвідмовний стан) буде записана у вигляді $R < S$.

Здатність витривалості і навантаження через сукупний вплив різної природи факторів збурення є випадковими величинами або функціями, які мають нормальний закон розподілення з щільністю імовірності

$$\begin{aligned} f(R) &= \frac{1}{\sigma_R \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(R - m_R)^2 / (2\sigma_R^2)\right]; \\ f(S) &= \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(S - m_S)^2 / (2\sigma_S^2)\right], \end{aligned} \quad (4.8)$$

де m_R і m_S – математичне очікування навантаження і здатності витривалості відповідно; σ_R і σ_S – середньоквадратичне відхилення навантаження і здатності витривалості відповідно.

Навантаження і здатність витривалості треба вибирати за однаковими фізичними параметрами: деформації, напруження, витрати, тиск, потужність тощо. Розглянемо спочатку один граничний стан. Параметром стану приймаємо різницю між здатністю витривалості і навантаженням $Z = S - R$. Криві розподілення здатності витривалості і навантаження, рис. 4.1, можуть перетинатися, тобто є зона, де прикладене навантаження перевищує здатність витривалості.

Криві лінії розподілень здатності витривалості і навантаження можуть перехрещуватись, тобто з'являються зони, де прикладені навантаження перевищують здатність витривалості. Оскільки $f(S)$ і $f(R)$ мають нормальне розподілення, то окремі реалізації запасу працездатності можуть відрізнитися як за величиною, так і за знаком.

Значення Z виконуються через композиції нормальних розподілень, при яких отримуємо нормальний закон розподілу з математичним очікуванням $m_Z = m_S - m_R$ та середньоквадратичним відхиленням $\sigma_Z = \sqrt{\sigma_S^2 - \sigma_R^2 + 2\rho_{SR}\sigma_S\sigma_R}$. Щільність розподілу величини Z визначається

$$f(Z) = \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(Z - m_Z)^2}{2\sigma_Z^2}\right].$$

Заштрихована площа під кривою $f(Z)$, рис. 4.1, визначає імовірність того, що навантаження перевищує здатність витривалості, тобто порушується умова працездатності (відмова).

Імовірність, що навантаження не перевищить здатність витривалості, визначається за рівнянням

$$P(Z > 0) = \int_0^{\infty} f(Z) dz = \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{(Z - m_Z)^2}{2\sigma_Z^2}\right] dz.$$

Якщо в останньому рівнянні перейдемо до нормальної функції Лапласа, то отримаємо розрахункову залежність:

$$P(Z > 0) = \Phi\left(\frac{m_z}{\sigma_z}\right), \quad (4.9)$$

де $\Phi(\cdot)$ – функція Лапласа.

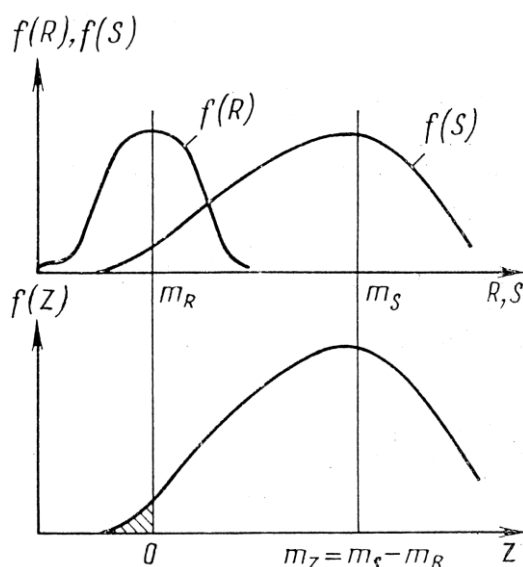


Рисунок 4.1 – Криві розподілу здатності витривалості і навантаження

Якщо параметр Z має двостороннє обмеження $Z_1 < Z < Z_2$, залежність (4.9) матиме вигляд

$$P(Z_1 < Z < Z_2) = \Phi\left(\frac{Z_2 - m_z}{\sigma_z}\right) - \Phi\left(\frac{Z_1 - m_z}{\sigma_z}\right).$$

При розрахунку імовірності безвідмовної роботи елементів зручно користуватись безрозмірними коефіцієнтами: $\eta = \frac{m_S}{m_R}$ – статистичний

коефіцієнт запасу працездатності; $\nu_R = \frac{\sigma_R}{m_R}$ – коефіцієнт варіації навантаження;

$\nu_S = \frac{\sigma_S}{m_S}$ – коефіцієнт варіації здатності витривалості. З урахуванням цих

коефіцієнтів рівняння імовірності безвідмовної роботи запишеться у вигляді

$$P(Z > 0) = \Phi\left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 \nu_S^2 + \nu_R^2 - 2\rho_{SR}\sigma_R\sigma_S}}\right). \quad (4.10)$$

Практично не завжди можна з достатнім ступенем достовірності визначити статистичні характеристики здатності витривалості і навантаження. У зв'язку з цим імовірність умови неперевищення (4.9) має розкид, який для багатьох випадків буває дуже значним. Тому необхідно урахувати цей розкид та отримати такий критерій умови неперевищення, який буде характеризувати

працездатність приводу з потрібним ступенем достовірності. Для цього доцільно використати метод довірчих інтервалів. У результаті отримаємо оцінці імовірності виконання умови неперевищень

$$P_{н. в} = P^* \pm u_\gamma \sqrt{D(P^*)}, \quad (4.11)$$

де P^* – оцінка імовірності виконання умови (4.9) неперевищення; u_γ – квантиль нормального розподілу; $D(P^*)$ – дисперсія оцінки, яка визначається на підставі дисперсії суми кількох незалежних змінних

$$D(P^*) = \sum_1^n \left(\frac{\partial P^*}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2. \quad (4.12)$$

4.4. Статистичний коефіцієнт запасу працездатності

Статистичним коефіцієнтом запасу працездатності називають відношення математичного очікування здатності витривалості до математичного очікування навантаження $\eta = \frac{m_S}{m_R}$.

Коефіцієнт запасу обирається для забезпечення працездатності у випадках виявлення неврахованих при проектуванні приводу факторів. Коли параметри приводу строго детерміновані, то запас працездатності в ідеальному випадку дорівнює одиниці. Оскільки навантаження і здатність витривалості насправді є випадковими функціями, то коефіцієнт запасу працездатності повинен бути більше одиниці і зростати зі збільшенням дисперсії змінних. Коефіцієнт запасу працездатності визначається для усіх визначальних параметрів приводу.

Імовірність виконання умови неперевищення визначається рівнянням (4.10) як відома функція $\Phi(\cdot)$ аргументу η . Рівняння (4.10) відносно заданої імовірності виконання умови неперевищення має вигляд

$$P_{\text{пот}} = \Phi \left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_S^2 + v_R^2}} \right)$$

або

$$\eta - \frac{1}{\sqrt{\eta^2 v_S^2 + v_R^2}} = \Phi^{-1}(P_{\text{пот}}) = u_\gamma, \quad (4.13)$$

де u_γ – квантиль нормального розподілу, який залежить від імовірності $P_{\text{пот}}$

(заданої чи необхідної).

З рівняння (4.13) визначаємо необхідний, такий, що забезпечує задану імовірність безвідмовної роботи, коефіцієнт запасу

$$\eta_T = \alpha(S) + \sqrt{\alpha^2(S) - \alpha(S)\alpha(R)}, \quad (4.14)$$

де $\alpha(S) = \frac{1}{1 + \nu_S^2 u_\gamma^2}$; $\alpha(R) = 1 - 1 + \nu_R^2 u_\gamma^2$.

Знак «+» перед коренем в рівнянні (4.14) прийнятий тому, що у протилежному випадку $m_R > m_S$ й імовірність працездатності $P_{\text{пот}} < 0,5$.

Значення $\nu_R < \frac{1}{u_\gamma}$ визначає область надійності, яку не можна досягнути. Якщо

здатність витривалості детермінована ($\sigma_S = 0$, $\nu_S = 0$), то коефіцієнт запасу міцності за навантаженням визначається тільки варіацією навантаження $\eta = 1 + \nu_R u_\gamma$.

Коли детерміноване навантаження ($\sigma_R = 0$, $\nu_R = 0$), $\eta = \frac{1}{1 - \nu_S^2 u_\gamma^2}$.

З останнього співвідношення видно, що на коефіцієнт запасу працездатності варіації навантаження впливають більше, ніж варіації здатності витривалості. Задаючи коефіцієнти запасу працездатності, можна визначити необхідні варіації навантаження та здатності витривалості, а отже, і характеристики, які забезпечать працездатність.

4.5. Умови працездатності приводу

У загальному випадку відмова приводу є наслідком невиконання певних вимог, які задаються технічними умовами. Всі умови працездатності можна поділити на внутрішні та зовнішні. Перші (витрата, тиск та потужність) забезпечують функціонування приводу, другі – технічні умови, які задані на вихідні параметри (економічність, керованість та надійність). Умову працездатності записують у вигляді $y_i - y_{li} > 0$, $y_{2i} - y_i > 0$. Функцію $\psi(y_i) = y_i - y_{ji} > 0$ називають функцією працездатності.

Для гідравлічного приводу робочих органів машин основними є чотири умови працездатності, що визначають діаграму навантаження, ККД та коефіцієнт швидкодії. Для отримання бажаного закону руху забезпечують дві умови суміщення діаграми навантаження і механічної характеристики приводу:

$$N_p > N \text{ або } \psi(N) = N_p - N > 0;$$

$$v_p > v \text{ або } \psi(v) = v_p - v > 0,$$

де N_p і v_p – наявні потужність і швидкість руху виконавчих механізмів приводу відповідно; N і v – потрібні потужність і швидкість, які обумовлені діаграмою навантаження або задані відповідно.

Для гідроприводу з дросельним управлінням

$$v_p = \frac{G_m}{A_{\pi}} \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p_{\text{д}}}{2}}; \quad N_p = p_{\text{д}} A_{\pi} v_p,$$

де G_m – провідність дроселів; A_{π} – площа поршня виконавчого двигуна; $p_{\text{ж}}$ і $p_{\text{д}}$ – тиск живлення і тиск у виконавчому двигуні відповідно.

Третьою умовою є робота приводу в оптимальному режимі

$$R \leq \frac{2R_{\pi}}{3} \text{ або } \psi(R) = \frac{2R_{\pi}}{3} - R > 0,$$

де $R_{\pi} = p_{\pi} A_{\pi}$ – пускове зусилля на виконавчому двигуні; R – навантаження, при якому потужність максимальна.

Четверта умова визначається необхідними динамічними характеристиками (швидкодія, запаси стійкості тощо)

$$\omega_c \geq n \omega_3 \text{ або } \psi(\omega) = \frac{\omega_c}{n} - \omega_3 > 0,$$

де $\omega_c = \sqrt{c_{\Sigma}(1+b)m}$ – частота спряження; $b = \frac{f(k_p + k_b)}{A_{\pi}^2}$; c_{Σ} і m – сумарна жорсткість приводу і маса його рухомих частин відповідно; k_p , k_b і n – коефіцієнти ковзання, витоків і запасу стійкості; ω_3 – частота зрізу.

Таким чином функціями працездатності приводу є:

$$\psi(v) = v_p - v > 0; \quad \psi(N) = N_p - N > 0;$$

$$\psi(R) = 2R_{\pi}/3 - R > 0; \quad \psi(\omega) = \omega_c/n - \omega_3 > 0.$$

У загальному випадку можуть бути записані N умов працездатності й імовірність того, що всі вони будуть виконані, тобто не відбудеться відмови, визначається з формули (4.5)

$$P(\psi_1 > 0, \psi_2 > 0, \dots, \psi_N > 0) = \prod_1^N P_i(\psi_i > 0) + \left[P_{\min}(\psi_i > 0) - \prod_1^N P_i(\psi_i > 0) \right] K_N,$$

де $P(\psi_i > 0)$ – визначається за формулою (3.23), K_N – за формулою (4.4).

Коефіцієнти кореляції між залежними умовами працездатності:

$$\rho_{\psi_i \psi_j} = \frac{1}{\sigma_{\psi_i} \sigma_{\psi_j}} (\sigma_{x_i} \sigma_{x_j} \rho_{x_i x_j} + \sigma_{y_i} \sigma_{y_j} \rho_{y_i y_j} - \sigma_{y_i} \sigma_{x_j} \rho_{y_i x_j} - \sigma_{y_j} \sigma_{x_i} \rho_{y_j x_i}),$$

де $\psi_i = x_i - y_i$; $\sigma_{\psi_i} = \sqrt{\sigma_{x_i}^2 + \sigma_{y_i}^2}$; $\psi_j = x_j - y_j$; $\sigma_{\psi_j} = \sqrt{\sigma_{x_j}^2 + \sigma_{y_j}^2}$; ρ_{xy} – коефіцієнт кореляції між x і y .

4.6. Статистична міцність (надійність за міцністю)

Надійність за міцністю – міцність конструкції в реальних умовах роботи з врахуванням імовірностей характеристик металургійних, технологічних, проектних та експлуатаційних факторів. Надійність за міцністю елементів приводів значною мірою визначається властивостями матеріалів.

Для забезпечення потрібної міцності на етапі проектування проводять необхідні розрахунки і дослідження матеріалів елементів приводу на статичну міцність та опір втоми.

Коефіцієнт запасу міцності, який є критерієм статичної міцності, визначається із залежності

$$\eta = \frac{\bar{\sigma}_B^r}{k_\sigma \bar{\sigma}_{e \max}}, \quad (4.15)$$

де $\bar{\sigma}_B^r$ – гранична міцність за ДСТУ (межа текучості); $\bar{\sigma}_{e \max}$ – напруження в деталі при максимальному навантаженні; k_σ – коефіцієнт безпеки, який урахує особливості конструкції та умови експлуатації.

У загальному випадку коефіцієнт запасу міцності визначається із залежності

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

де $\eta_1 = 0,1, \dots, 1,5$ – коефіцієнт, який відображає вплив точності визначення навантаження, що діє на елемент приводу; $\eta_2 = 1,2, \dots, 2,2$ – коефіцієнт, який характеризує однорідність матеріалу, відхилення його механічних властивостей від нормативних; $\eta_3 = k_\sigma = 1, \dots, 1,5$ – коефіцієнт, який урахує особливості конструкції та умови експлуатації.

Всі величини, що входять до рівняння (4.15), детерміновані й усереднені, проте, такі методи розрахунків не вирішують основної задачі оцінки запасу міцності і витривалості навантаження. Вони не дозволяють кількісно оцінити надійність конструкції, в той час як метою будь-якого розрахунку на міцність є доведення того, що за час експлуатації не буде руйнування елемента.

При порівнянні напружень, отриманих шляхом розрахунку ($\bar{\sigma}_p = \eta \bar{\sigma}_{\max}$), з граничними $\bar{\sigma}_b^r$ приймають однаковий коефіцієнт запасу міцності для різних випадків навантаження. Як результат отримують для деяких випадків завищені коефіцієнти запасу, розміри деталей та їх масу. В реальних умовах виробництва та експлуатації коефіцієнти запасу міцності є випадковими величинами, тому, незважаючи на розрахунки, в процесі експлуатації може відбутися відмова елементів через втрату міцності.

Внаслідок впливу великої кількості незалежних факторів на міцність елементів розподілення характеристик підпорядковується нормальному закону розподілу. Математичне очікування і варіації меж міцності та текучості різних матеріалів наведені в таблиці роботи [16].

Щоб отримати об'єктивну оцінку надійності, розрахунок на міцність доцільно робити при заданій імовірності безвідмовної роботи. Імовірність неруйнування елементів конструкцій є деякою функцією характеристик імовірностей збурюючих параметрів, які обумовлюють випадковий характер навантаження та напружено-деформованого стану. Забезпечення високої надійності елементів на етапі проектування потребує знаходження таких шляхів впливу на конструкцію та умови роботи, щоб в результаті імовірність руйнування була мінімальною.

Єдиним способом отримання бажаної надійності елементів приводу є вплив на параметри збурення шляхом зміни їх математичних очікувань. Достатньо легко можна змінити математичне очікування таких параметрів як товщина стінок, площі перерізу та моменти інерції профілів силового набору. Для зміни меж міцності і модуля пружності доводиться використовувати інший конструкційний матеріал.

Задачу визначення ступеня впливу на елемент конструкції з метою доведення його надійності до бажаного рівня зручно розв'язувати в два етапи: спочатку за здатністю витривалості і навантаженням визначають значення необхідних середніх коефіцієнтів запасів міцності η , потім за параметрами збурень знаходять потрібні значення конструктивних параметрів характеристик у здатності витривалості і параметрів навантаження, зміною математичного очікування яких передбачається реалізувати намічений вплив.

Розглянемо проектування на задану надійність на прикладі одного граничного стану – порушення міцності. Якщо прийняти в якості здатності витривалості допустиме напруження $S = \bar{\sigma}_b^r$, а в якості навантаження

максимальне напруження, яке отримують в процесі експлуатації, $R = \bar{\sigma}_{e \max}$, то для забезпечення заданої імовірності неруйнування $P_{тр}$ коефіцієнт запасу міцності можна визначити за залежністю (4.15).

Розглянемо вплив статистичних характеристик міцності матеріалу на коефіцієнт запасу міцності. Виходячи з того, що закон розподілу межі міцності – нормальний, умову забезпечення заданої імовірності неруйнування елементів під дією максимального навантаження, яке має місце під час експлуатації, запишемо у вигляді

$$\bar{\sigma}_{e \max} = \bar{\sigma}_B - u_\gamma \sigma_{\bar{\sigma}_B}, \quad (4.16)$$

де $\sigma_{\bar{\sigma}_B}$ – середнє квадратичне відхилення межі міцності.

Підставляючи (4.15) в (4.16), отримали рівняння для визначення мінімально необхідного запасу міцності

$$\eta_{\min} = \frac{\bar{\sigma}_B}{k_\sigma (\bar{\sigma}_B - u_\gamma \sigma_{\bar{\sigma}_B})}. \quad (4.17)$$

4.7. Імовірність безвідмовної роботи при дії знакозмінного навантаження

Під дією знакозмінного навантаження відбувається накопичення пошкоджень і стан конструкції в результаті підсумування пошкоджень монотонно та незворотно наближається до граничного. Розглянемо одну з найбільш поширених моделей накопичення пошкоджень, яка базується на теорії викидів. Нехай на елемент конструкції діє випадкове знакозмінне навантаження, яке викликає випадковий розподіл напруження $\bar{\sigma}_a(t)$, рис. 4.2.

При достатньо великому часі T дії навантаження кожному максимуму напруження $\bar{\sigma}_{a \max}$ можна поставити у відповідність мінімум $\bar{\sigma}_{a \min}$ такого ж абсолютного значення та розглядати цикл коливання з амплітудою

$$\bar{\sigma}_a = |\bar{\sigma}_{a \max}| - |\bar{\sigma}_{a \min}|.$$

Руйнування конструкції, викликане різними за амплітудою циклами напружень, причому внаслідок стохастичної природи витривалості матеріалу кількість циклів, яка необхідна для руйнування N , є випадковою величиною.

Визначення довговічності розрахунковим шляхом ґрунтується на лінійній гіпотезі підсумування пошкоджень, викликаних втомою. Відповідно до цієї гіпотези введено ступінь пошкодження $D = \sum_1^k \frac{n_i}{N_i}$, де k – кількість ступенів

навантаження елементів до руйнування; n_i – кількість викидів напруження $\bar{\sigma}_{ai}$; N_i – кількість циклів навантаження з напруженням $\bar{\sigma}_a$, рис. 4.3.

Згідно з лінійною гіпотезою руйнування внаслідок втоми відбудеться, коли ступінь пошкодження $D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1$. Фізична сутність цього така. Елемент конструкції має певну працездатність при цьому при кожному навантаженні витрачається частина працездатності матеріалу, яка пропорційна D_i . Треба очікувати, що будь-яке мале напруження при визначеному циклі навантаження приведе до руйнування елемента. В той же час при вивченні закономірностей накопичення пошкодження для нестационарного навантаження спостерігається відхилення величини D від одиниці, і практично $D = 0,2 \dots, 2,0$, [40].

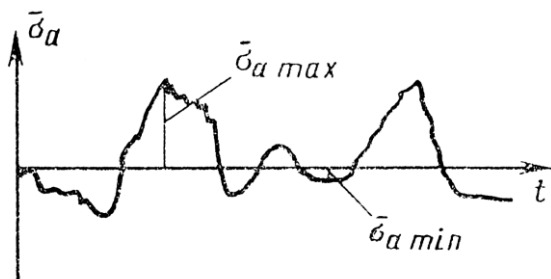
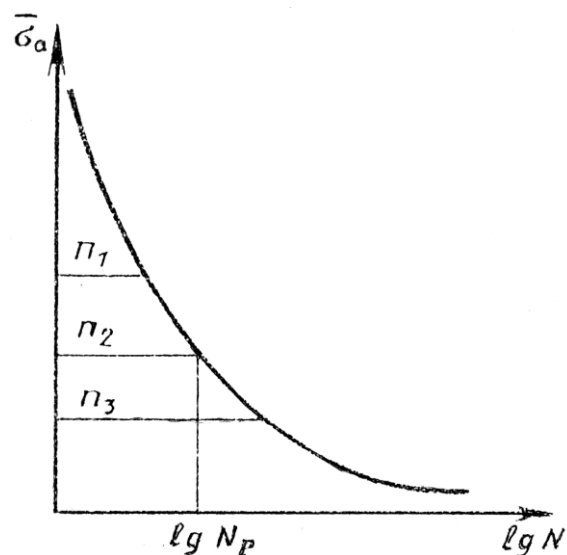


Рисунок 4.2 – Розподіл напружень в елементах приводу

Рисунок 4.3 – Залежність напружень $\bar{\sigma}_a$ від циклів навантаження



У результаті статистичної обробки результатів навантаження можна визначити спектральну щільність, кореляційну функцію та середнє квадратичне відхилення. У більшості випадків випадкові процеси апроксимуються нормованою кореляційною функцією, яка має вигляд $\rho(\tau) = \exp[-\alpha(\tau)]$, де α – параметр процесу, який визначається за характерними точками графіка навантаження.

Розподіл амплітуд навантажень при дії змінного навантаження підпорядковується закону Релея [40]:

$$f(\bar{\sigma}_a) = \frac{\bar{\sigma}_{a \max}}{\sigma_{\bar{\sigma}_a}^2} \exp \left[-\frac{\bar{\sigma}_{a \max}^2}{2\sigma_{\bar{\sigma}_a}^2} \right].$$

Сумарний відносний ступінь пошкодження, який створюється усіма викидами за час T , визначається з рівняння [40]

$$D = n_0 T \int_0^\infty \frac{f(\bar{\sigma}_a)}{N(\bar{\sigma}_a)} d\bar{\sigma}_a, \quad (4.18)$$

де $N(\bar{\sigma}_a)$ – функція витривалості; n_0 – кількість викидів функції $\bar{\sigma}_a(t)$ (див. рис. 4.2) за нульовий рівень в одиницю часу

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left| \frac{d^2 \rho(\tau)}{d\tau^2} \right|_{\tau_0}} = \frac{1}{\sigma_{\bar{\sigma}_a} \sqrt{2\pi}} \sqrt{\int_0^\infty \omega^2 S(\omega) d\omega}.$$

На практиці використовують наближені методи аналізу показників довговічності, які визначають за кривою та запасами утоми.

4.8. Коефіцієнт запасу довговічності

Як граничний стан (здатність витривалості) при знакозмінному навантаженні приймають межу витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ або τ_{-1} . Приведена напруга, яка обумовлена навантаженням, що виникає під час експлуатації, визначається з рівняння $\bar{\sigma}_{\text{пр}} = \bar{\sigma}_a + \psi \bar{\sigma}_m$. Коефіцієнт запасу довговічності для заданого циклу

навантаження $\eta = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{\bar{\sigma}_{\text{пр}}}$ залежить від статистичних характеристик утоми

матеріалу, циклічного навантаження та заданої імовірності руйнування. Для його розрахунку необхідно мати експериментальні криві утоми або їх аналітичну апроксимацію.

У результаті узагальнення експериментальних даних для елементів приводу отримані залежності середнього квадратичного відхилення логарифма циклічної довговічності у функції логарифма циклів N_i , рис. 4.4, де точками позначено експериментальні дані.

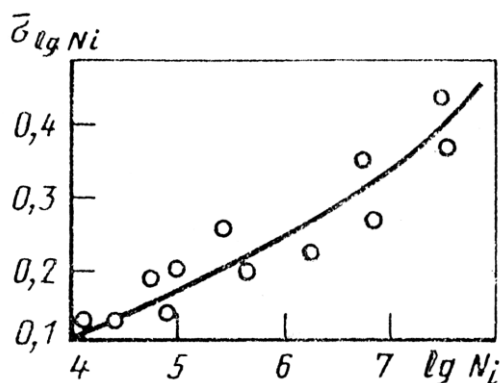


Рисунок 4.4 – Залежність циклічної довговічності від кількості циклів навантаження

Залежність кількості циклів навантаження до руйнування силових елементів приводу під дією напруги описується рівнянням

$$N_i = c \left(\frac{1}{\bar{\sigma}} \right)^m,$$

де c – коефіцієнт пропорційності, постійний для даного матеріалу; m – показник кривої утоми.

Для розрахунків використовують коефіцієнт запасу довговічності за навантаженням [40]

$$\eta_{\bar{\sigma}} = \frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma}_6} \quad (4.19)$$

та за циклами навантаження

$$\eta_N = \frac{N_p}{N_6}, \quad (4.20)$$

де індекс «р» належить до розрахункових параметрів, «б» – до поточних.

Розрахункова імовірність неруйнування за заданий ресурс T_p визначається із залежності

$$q_r = q T_p,$$

де q і q_r – відповідно імовірність руйнування і її граничне значення.

Для нормального закону розподілу довговічності залежності для визначення коефіцієнтів запасу довговічності [40]:

$$\eta_6 = 10^{u_\gamma \sigma_{lg N_i}}; \quad \eta_N = 10^{u_\gamma \sigma_{lg \bar{\sigma}}}; \quad \sigma_{lg \bar{\sigma}} = \frac{\sigma_{lg N_i}}{m}. \quad (4.21)$$

Із залежності (4.21) видно, що коефіцієнти запасу довговічності силових елементів приводу є функціями середнього квадратичного відхилення логарифма довговічності $\sigma_{lg N}$ та заданої імовірності руйнування. Квантиль нормального розподілу u_γ визначається як функція заданих T_p або N_6 та імовірності руйнування за табл. додатка Б.

4.9. Метод структурних схем

При розрахунку надійності приводу доцільно подавати його (привід) як систему елементів, для яких можна визначити показники надійності. Поділ систем на елементи і вплив відмови елементів на надійність системи визначаються структурними схемами надійності. Метод структурних схем використовують для розрахунку надійності як імовірності раптової відмови за умови, що всі елементи системи є одновідмовними (тобто в елементах не може бути різних відмов одночасно) і відмови елементів незалежні.

Основою структурної схеми є умовне зображення послідовних і паралельних з'єднань елементів, які виражають безвідмовність їх функціонування. Послідовним з'єднанням можна вважати таке з'єднання елементів у системі, при якому відмова хоча б одного елемента призводить до відмови усієї системи. Паралельне з'єднання – це таке з'єднання елементів у системі, при якому відмова системи трапляється тільки тоді, коли відмовляють всі елементи системи.

Тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність усієї системи і не завжди збігається з монтажним з'єднанням. Для ілюстрації викладеного розглянемо з'єднання двох фільтрів та включення їх у монтажну схему гідросистеми.

На рис. 4.5 зображена схема монтажних і структурних з'єднань фільтрів. У першому випадку монтажне з'єднання є послідовним, а структура залежно від типу відмови може бути як паралельною, так і послідовною. При послідовному монтажі фільтрів працездатність системи порушується при розриві сітки в обох фільтрах або при забрудненні сітки тільки в одному фільтрі. При розриві сітки в одному будь-якому фільтрі очищення рідини здійснюється другим, справним, тому структурна схема подається паралельним з'єднанням. При засміченні одного з фільтрів система стає непрацездатною, тому для цієї відмови структурна схема являє послідовне з'єднання та збігається з монтажною.

При паралельному монтажному з'єднанні структурної схеми з'єднання фільтрів протилежні розглянутим.

Система послідовного з'єднання елементів безвідмовна тільки тоді, коли безвідмовні всі елементи від 1 до n .

Імовірність безвідмовної роботи послідовного з'єднання елементів, згідно з теоремою множення випадкових подій, дорівнює добутку імовірності появи всіх подій: $P = \prod_{i=1}^n P_i$, де P_i – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

Паралельне з'єднання зображується структурними схемами надійності, як показано на рис. 4.6. Система безвідмовна, коли безвідмовні всі елементи або хоча б один з них. Можливі стани системи при паралельному з'єднанні елементів показані у табл. 4.1, де введені такі позначення: A – справний стан; O – відмова.

Монтажне з'єднання	Структурна схема	
	Розрив сітки	Засмічення сітки

Рисунок 4.5 – Схема монтажних і структурних з'єднань фільтрів

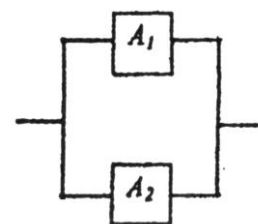


Рисунок 4.6 – Структурна схема паралельного з'єднання елементів

Відповідно до теореми додавання імовірностей, імовірність безвідмовної роботи можна знайти з рівняння

$$P(A) = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1)P(A_2).$$

Таблиця 4.1 – Стани елементів з рис. 4.6

Елементи	Стани			
1-й елемент	A_1	O_1	A_1	O_1
2-й елемент	A_2	A_2	O_2	O_2
Система	A	A	A	O

Якщо імовірності безвідмовної роботи елементів однакові: $P(A_1) = P(A_2) = P_i$, тоді $P = 2P_i - P_i^2$.

Для трьох елементів, включених у структурну схему паралельно, $P = 3P_i - 3P_i^2 + P_i^3$. Якщо структурна схема складається з k паралельних ланцюжків, у кожному з яких n елементів, то імовірність безвідмовної роботи системи знаходиться за залежністю

$$P = 1 - \prod_{i=1}^k \left(1 - \prod_{j=1}^n P_i \right).$$

Правильність складання структурної схеми перевіряється принципом проходження сигналу, який полягає у тому, що сигнали у структурній схемі проходять тільки по справним елементах (елемент, який відмовив, сигнал не пропускає). Так, при послідовному з'єднанні елементів сигнал входу на вихід не проходить, якщо відмовляє хоча б один елемент. При паралельному з'єднанні для проходження сигналу досить мати хоча б одну справну гілку.

Якщо у період експлуатації інтенсивність відмов не залежить від часу, то виконується експоненціальний закон надійності

$$P(t) = \exp(-\lambda t).$$

У цьому випадку для послідовного з'єднання елементів, яке складається з n елементів, імовірність безвідмовної роботи має вигляд

$$P(t) = \exp\left(-\sum_1^n \lambda_i t_i\right), \quad (4.22)$$

де λ_i, t_i – інтенсивність та час справної роботи i -го елемента.

Аналіз залежності (4.22) показує, що надійність системи з послідовним з'єднанням елементів нижча від надійності найменше надійного елемента. Чим складніша система, тим нижча її надійність при інших рівних умовах.

При паралельному з'єднанні імовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = 1 - \prod_1^n [1 - \exp(-\lambda_i t_i)]. \quad (4.23)$$

Із аналізу залежностей (4.22) і (4.23) ми бачимо, що надійність паралельного з'єднання елементів при однаковій їх безвідмовності вища, ніж надійність послідовного з'єднання.

Для елементів з високою надійністю, коли справедлива нерівність $\lambda_i t_i < 1$ і $\exp(-\lambda_i t_i) = 1 - \lambda_i t_i$, маємо

$$P(t) = 1 - \sum_1^n \lambda_i t_i. \quad (4.24)$$

Зазвичай при розв'язанні задачі надійності складних систем вважається, що безвідмовність кожного елемента відома або задана. При цьому враховується те, що імовірність безвідмовної роботи кожного елемента формується під впливом різних процесів і є функцією часу. Схема формування $P_i(t)$ зображена на рис. 4.7.

Кожна функція $F_i(t)$ отримана на основі аналізу моделі поступових відмов. При зміні періоду $t = T_p$ (ресурсу), впродовж якого розглядається робота системи, змінюється і P_i для кожного елемента. Так, при зміні T_{p1} до T_{p2} імовірність відмови першого елемента збільшується в декілька разів, другий елемент стає практично непрацездатним у зв'язку з низькою безвідмовністю, а третій елемент, як і перед цим, не лімітує $P(t)$, тому що область його відмов знаходиться в зоні $t > T_{p2}$.

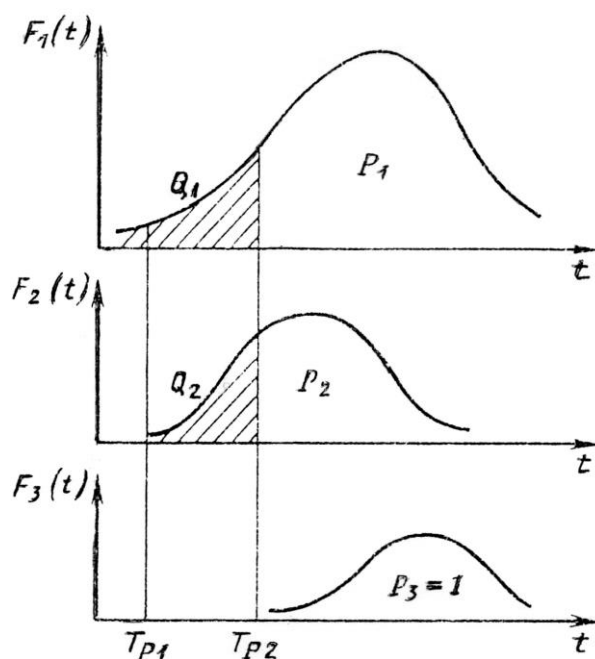


Рисунок 4.7 – Схема формування імовірності відмови

Якщо для оцінки надійності такої системи при збільшенні ресурсу застосувати експоненціальний закон, то отримаємо неправильний висновок про здатність системи. Тому використовувати формулу (4.22) необхідно, враховуючи залежність P_i від часу згідно з тією або іншою моделлю відмови.

З рівняння (4.23) та (4.24) випливає, що для розв'язання задачі надійності будь-якої складної системи досить знати склад елементів, їх кількість, монтажне з'єднання та статичні характеристики показників надійності кожного окремого елемента. Дані про склад елементів знаходять за монтажною схемою. Статистичні дані показників надійності елементів визначаються на основі даних експлуатації. У результаті узагальнення цих даних [44] у табл. 4.2 показано середню інтенсивність відмов елементів приводів.

Таблиця 4.2 – Середня інтенсивність відмов елементів приводів

Найменування агрегату	$\lambda \cdot 10^6$, год ⁻¹	Найменування агрегату	$\lambda \cdot 10^6$, год ⁻¹
1	2	3	4
Шестеренні насоси	13	Дроселі	0,5
Насоси аксіально-поршневі нерегульованої продуктивності	9	Ущільнення поступового переміщення	0,5
Насоси аксіально-поршневі регульованої продуктивності	20	Датчики тиску, температури, рівня	3.5

Продовження табл. 4.2

1	2	3	4
Виконавчі гідроциліндри	0,01	Ущільнення нерухомих з'єднань	0,3
Золотникові розподільні пристрої	1	Розніми для швидкого з'єднання та роз'єднання	0,18
Перепускні та зворотні клапани	0,8	Пружина	0,22
Електрогідравлічні клапани	1,5	Механічні з'єднання	0,01
Гідравлічні двигуни	4,3	Ущільнення обертання	0,7
Електромеханічні перетворювачі	2,5	Підшипники коливання	0,5
Потенціометричний датчик зворотного зв'язку	3	Зубчасті передачі	0,12
Індукційний датчик зворотного зв'язку	2	Шланги	2
Регулятори тиску та витрат	2,14	Баки	1,5
Фільтри	0,4	Резервуари для високого тиску	0,18
З'єднання трубопроводів	0,03	Виконавчі електродвигуни	0,23
Пневматичні регулятори	2,4	Приводні електродвигуни	4,3
Сопло – заслінка	1,5		

Необхідно зазначити, що значення інтенсивності відмов, наведені в табл. 4.2, та інших літературних джерелах, не враховують умов експлуатації приводу. У статті [10] пропонується враховувати умови експлуатації шляхом введення поправкового коефіцієнта K_λ (див. табл. 4.3) і розраховувати дійсне значення інтенсивності відмов за залежністю $\lambda_d = \lambda K_\lambda$.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта K_λ залежно від умов експлуатації

Умови експлуатації	K_λ
1	2
У лабораторних та сприятливих умовах	1
У стаціонарних наземних умовах	10
На пароплавах при монтажі приладів у захищених відсіках	17
На автомобільних причепах	25

Продовження табл. 4.3

1	2
На платформах залізничних колій	25...30
У високогірній апаратурі	80
У складі бортової апаратури	
на літаках	120...150
на керованому снаряді	300...350
на сучасних ракетах	900...1000

Розв'язання задачі надійності за структурними схемами краще проводити за блоками або вузлами приводу. Це дозволяє порівняти вузли за надійністю, виявити «слабкі» вузли і намітити шляхи підвищення надійності на стадії проектування та експлуатації. Рекомендується такий порядок розрахунку.

1. Сформулювати поняття відмови приводу.

2. Збудувати структурну схему надійності, на якій вказати часові інтервали роботи кожного елемента або вузла. Усі однотипні елементи з однаковим часом роботи й показниками надійності об'єднати в групи (елементи розв'язку).

3. Скласти таблицю надійності (табл. 4.4), у якій введено такі позначення: n – кількість елементів i -го типу у блоці; k – кількість типів елементів.

4. На підставі табл. 4.4 розрахувати кількісні характеристики надійності блоків, зробити їх порівняння та аналіз.

Таблиця 4.4 – Розрахунок кількісної характеристики надійності блоків

Тип елемента	λ_i , год ⁻¹	Елемент розрахунку					
		блок 1		блок 2		блок 3	
		n	$n\lambda$	n	$n\lambda$	n	$n\lambda$
Золотникові розподільники							
Нерегульовані дроселі							
Силові циліндри							
k -й тип							

5. Розрахувати кількісні характеристики надійності всієї системи. Визначити сумарну інтенсивність відмов

$$\Lambda = \sum_{i=1}^{k_1} n_i \lambda_i + \sum_{j=1}^{k_2} n_j \lambda_j + \dots + \sum_{l=1}^{k_3} n_l \lambda_l,$$

середній час безвідмовної роботи

$$T_{cp} = \frac{1}{\Lambda}$$

та імовірність безвідмовної роботи за час t .

Приклад 4.1. Розрахунок надійності аксіально-поршневого насоса. Для аксіально-поршневого насоса (рис. 4.8) дана імовірність забезпечення ресурсу роботи до капітального ремонту $P_m = 0,8$. Імовірність забезпечення ресурсу деталей становить: для деталі 1 – 0,99; деталей 2–7 – 0,9; деталей 8–9 – 0,95. Треба визначити імовірність безвідмовної роботи.

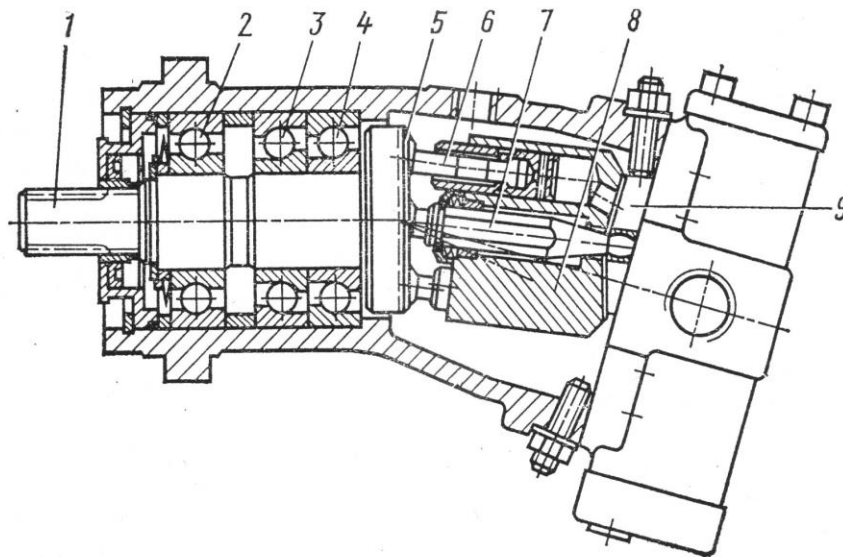


Рисунок 4.8 – Схема аксіально-поршневого насоса: 1 – вал; 2–4 – радіальні підшипники; 5 – притискна пружина; 6 – шатун з поршнем; 7 – центральний шип; 8 – блок циліндрів; 9 – розподільник

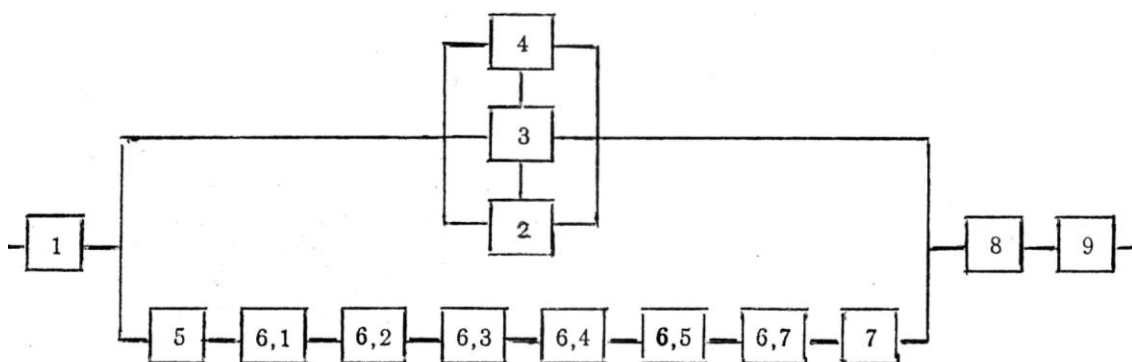


Рисунок 4.9 – Структурна схема аксіально-поршневого насоса

Базовими деталями насоса, які визначають необхідність його розбирання для капітального ремонту, є вал 1, блок циліндрів 8, розподільник 9. Ці деталі в структурній схемі надійності повинні розташовуватися послідовно. Інші варіанти капітального ремонту визначаються необхідністю сумісної заміни крайнього

підшипника 4 з будь-яким елементом шатунно-поршневої групи 5, 6, 7. Ці комбінації в структурній схемі надійності з'єднуються паралельно, рис. 4.9.

Рівняння імовірності безвідмовної роботи має вигляд

$$P = P_1 P_{4-7} P_8 P_9.$$

Імовірність безвідмовної роботи паралельних з'єднань

$$P_{4-7} = 1 - (1 - P_9 P_6^6 P_7)(1 - P_4) = 1 - (1 - 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,9)(1 - 0,9) = 0,955.$$

Підставивши це значення в перше рівняння, отримали

$$P = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,85.$$

Через те, що $P > P_m$, тоді при вибраних умовах значення імовірності забезпечення ресурсу насоса до капітального ремонту дещо вище заданого, що визначає деякий запас надійності.

Приклад 4.2. Порівняння надійності мехатронних гідроагрегатів, реалізованих за різними конструктивними схемами [44]. Використовували структурні схеми. Приймали, що всі складові елементи гідроагрегатів є одновідмовні та відмови елементів незалежні. Відомі також зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійними, режими їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Вважали, що термін роботи окремих елементів гідроагрегату визначається експоненціальним законом розподілу.

Розглядали такі мехатронні гідроагрегати управління виконавчими механізмами:

– рис. 4.10, відмінною особливістю якого є те, що завдяки виконанню пристрою регулювання подачі насоса у вигляді гідроциліндра з регульованою пружиною, шток якого може займати два крайні положення залежно від рівня тиску з виходу насоса, забезпечуючи таким чином на виході з насоса номінальну та мінімальну подачі, при знаходженні регулюючо-розподільного пристрою в нейтральному положенні тиск на виході з насоса максимальний, а його подача мінімальна;

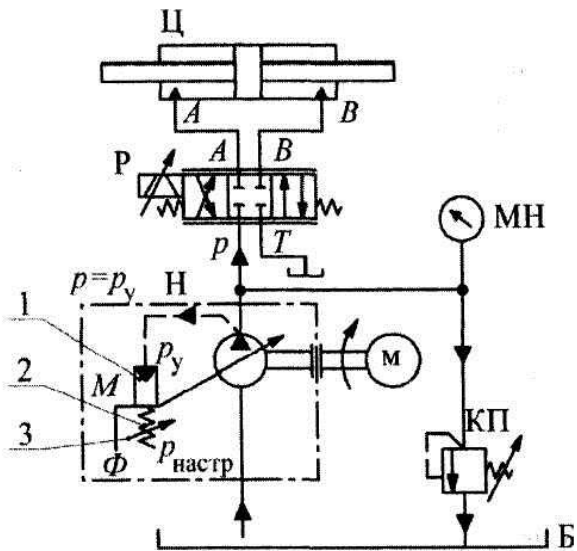


Рисунок 4.10 – Принципова схема мехатронного гідроагрегату управління виконавчим механізмом: 1 – гідроциліндр регулювання робочого об'єму насоса; 2 – пружина гідроциліндра 1; 3 – пристрій для налаштування зусилля пружини; Б – бак; Н – насос з автоматичним регулятором; М – електродвигун; Р – дроселюючий гідророзподільник; Ц – гідроциліндр; МН – манометр; КП – запобіжний клапан

– рис. 4.11, відмінною особливістю якого є те, що він забезпечує постійну потужність на виході виконавчого механізму, підвищує точність позиціонування виконавчого механізму та дозволяє проводити діагностування мехатронного гідроагрегату під час його роботи;

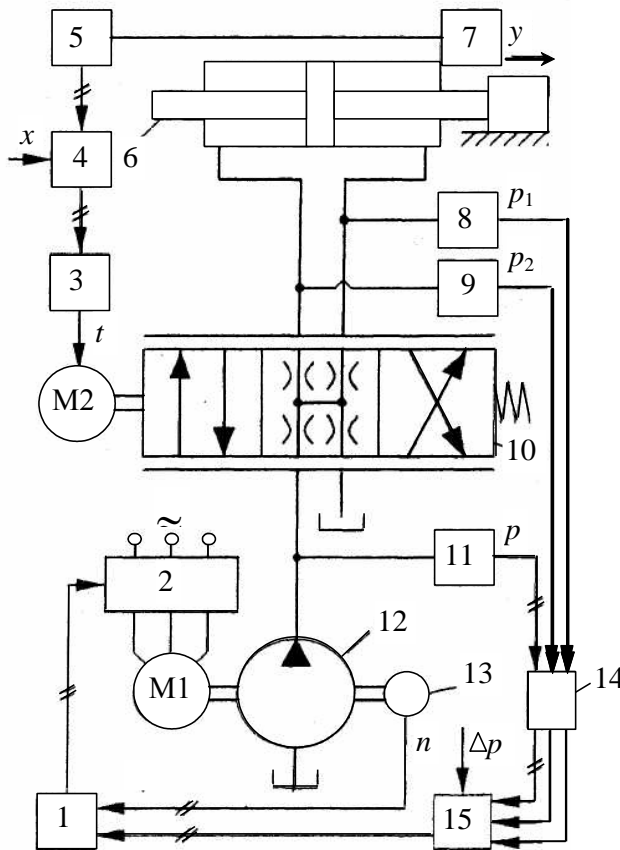


Рисунок 4.11 – Принципова схема мехатронного гідроагрегату управління виконавчим механізмом: 1 – регулятор частоти обертання; 2 – перетворювач частоти асинхронного електродвигуна M1; 3, 4 – блоки управління кроковим електродвигуном M2; 5, 15 – блоки управління; 6 – гідроциліндр; 7 – датчик зворотного зв'язку; 8, 9, 11 – датчики тиску; 10 – дроселюючий розподільник; 12 – насос; 13 – тахогенератор; 14 – блок вимірювання

– рис. 4.12, відмінною особливістю якого є те, що запропоноване схемне рішення дозволяє у широкому діапазоні змінювати частоту обертання асинхронного електродвигуна залежно від навантаження на виконавчому механізмі та здійснювати його реверс, що забезпечує регулювання подачею нерегульованого насоса від нуля до двох номінальних значень в обох напрямках, ліквідовувати витоки в розподільному пристрої, зупиняти асинхронний електродвигун. Отже, і насос при відсутності зовнішнього сигналу управління на переміщення гідроциліндра, ліквідовуючи, таким чином, злив надлишку робочої рідини з мехатронного гідроагрегату через запобіжний клапан, внаслідок чого відбувається її нагрівання, зменшувати енергоспоживання, проводити діагностування мехатронного гідроагрегату під час його роботи. Виконання мехатронного гідроагрегату за замкнутою схемою циркуляції робочої рідини дозволяє зменшити його габарити.

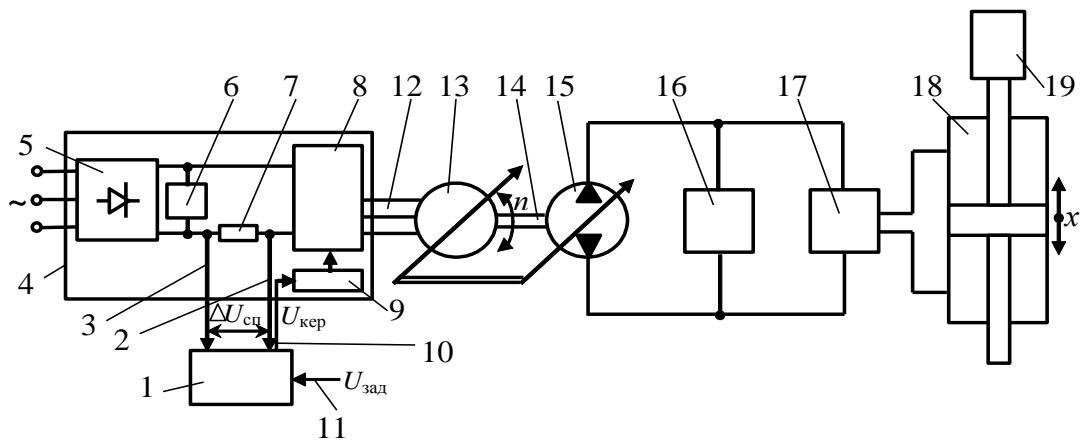


Рисунок 4.12 – Принципова схема мехатронного гідроагрегату управління виконавчим механізмом: 1 – нелінійний перетворювач; 2, 3, 10, 12 – проводи; 4 – система частотного управління; 5 – трифазний випрямляч; 6 – блок згладжуючих конденсаторів; 7 – резистор навантаження; 8 – блок управління ключами напруги; 9 – генератор управління частотою; 11 – вхід нелінійного перетворювача 1; 13 – асинхронний електродвигун; 14 – муфта; 15 – нерегульований реверсивний насос; 16 – пристрій підживлення та запобіжний клапан; 17 – розподільний пристрій; 18 – гідроциліндр; 19 – навантаження

Для розрахунку надійності мехатронних гідроагрегатів управління виконавчими механізмами складали їх структурні схеми (рис. 4.13–4.15).

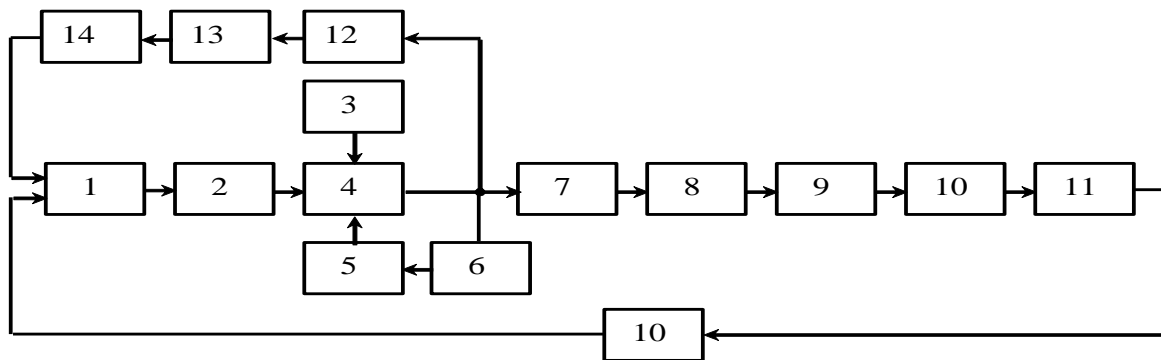


Рисунок 4.13 – Структурна схема гідроагрегату, схема мехатронного гідроагрегата управління виконавчим механізмом, рис. 4.10: 1 – бак; 2, 6, 7, 9, 11, 12, 14 – трубопроводи; 3 – електродвигун; 4 – насос; 5 – регулятор тиску; 8 – дроселюючий гідророзподільник; 10 – гідроциліндр; 13 – запобіжний клапан

$$P_{\Sigma}(t) = (P_1 P_2 (P_3 P_4 + P_5 P_6 - P_3 P_4 P_5 P_6) (1 - P_{12} P_{13} P_{14}) + P_{12} P_{13} P_{14}) \times \\ \times P_7 P_8 P_9 P_{10} P_{11} (1 - P_{10}) + P_{10}; \quad (4.25)$$

для гідроагрегату рис. 4.11

$$P_{\Sigma}(t) = [(P_{19} [P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10}] (1 - P_{18}) + P_{18}) [1 - P_8^2 P_9 \times \\ \times (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})] + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})] \times \\ \times [1 - P_{17} P_{20} [P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})]] + \\ + P_{17} P_{20} [P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10}) - \\ - P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})]; \quad (4.26)$$

для гідроагрегату рис. 4.12

$$P_{\Sigma}(t) = P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 P_6 P_{13} P_{14} P_{15} P_{19} P_{20} P_{21} (P_{16} + P_{17} P_{18} - P_{16} P_{17} P_{18}) \times \\ \times (P_7 + P_8 P_9 P_{10} P_{11} P_{12} (1 - P_7)). \quad (4.27)$$

З літератури [44] знаходили інтенсивність відмов окремих елементів гідроагрегату (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Інтенсивність відмов елементів гідроагрегатів

Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^6, \text{ год}^{-1}$	Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^6, \text{ год}^{-1}$
Трубопровід	0,7	Резистор	0,01
Електродвигун	4,3	Конденсатор	0,011
Насос	8,74	Трифазний випрямляч	0,06
Запобіжний клапан	6,3	Дроселюючий розподільник	3,36
Зворотний клапан	5,7	Датчик переміщення	3,2
Допоміжний насос	1,4	Перетворювач з системою управління	4,5
Бак	0,48	Блок управління	1,5
Гідрозамок	3,65	Кроковий електродвигун	3,23
Гідроциліндр	0,8	Тахогенератор	1,4
Електронний блок управління	1,5	Електричний регулятор частоти обертання	1,0
Генератор управління частотою	0,12	Перетворювач частоти асинхронного електродвигуна	1,2
Нелінійний перетворювач	0,01	Датчик тиску	3
Регулятор тиску	2,14		

За залежностями (4.25)–(4.27), попередньо задавшись часом роботи мехатронного гідроагрегату, знаходили імовірності його безвідмовної роботи

(табл. 4.6). Знаючи імовірності його безвідмовної роботи, знаходили час безвідмовної роботи за залежністю

$$T = \frac{1}{\Lambda}, \quad (4.28)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов гідроагрегату, яку визначали з (3.12), розраховували середній час безвідмовної роботи гідроагрегату (табл. 4.6).

Таблиця 4.6 – Імовірності та середній час безвідмовної роботи мехатронного гідроагрегату

Гідроагрегат	$P_{\Sigma}(1000)$	T , год	$P_{\Sigma}(10000)$	T , год
Рис. 5.10	0,99993	$1,429 \cdot 10^8$	0,999	$9,995 \cdot 10^6$
Рис. 5.11	0,8311	$2,02 \cdot 10^5$	0,582	$2,113 \cdot 10^4$
Рис. 5.12	0,965	$2,807 \cdot 10^5$	0,709	$2,908 \cdot 10^4$

Проведений порівняльний аналіз надійності мехатронних гідроагрегатів показав, що схемне рішення гідроагрегату з частотним управлінням, крім відзначених переваг, має на 40 % більший час безвідмовної роботи, тобто вищу надійність.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть вимоги, які ставляться до розрахунку надійності в процесі проектування, виробництва та експлуатації приводу.
2. Запишіть загальні рівняння надійності приводу.
3. Що таке коефіцієнт кореляції?
4. У чому полягає сутність методу неперевищень?
5. Дайте визначення статистичного коефіцієнта запасу працездатності.
6. Запишіть умови працездатності приводу.
7. У чому полягає сутність надійності приводу за міцністю?
8. Як визначити імовірність безвідмовної роботи приводу при дії знакозмінного навантаження?
9. Як розраховують довговічність через граничні коефіцієнти навантаження?
10. Дайте визначення і запишіть залежність для розрахунку коефіцієнта запасу довговічності.
11. Охарактеризуйте метод структурних схем і межі його ефективного використання при розрахунку надійності приводу.

РОЗДІЛ 5

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДІВ

5.1. Задачі та методи прогнозування

Нормування та оцінка надійності за результатами обробки апріорної інформації констатує фактичний стан приводу в цей момент і в заданих умовах експлуатації. Передбаченням поведінки приводу в майбутньому залежно від зміни параметрів та умов експлуатації займається прогнозування.

Прогнозування – це розв’язання імовірнісної задачі про поведінку системи в майбутньому залежно від можливих режимів та умов роботи. На основі результатів прогнозування можна управляти надійністю в процесі роботи та експлуатації приводів шляхом планування випробувань, технічного обслуговування і ремонтів.

До основних завдань прогнозування належать:

- 1) прогнозування закономірності зміни надійності приводу у зв’язку з перспективою розвитку виробництва, впровадженням нових матеріалів, підвищенням параметрів робочого процесу та іншими тенденціями;
- 2) передбачення показників надійності конкретного приводу на підставі зміни його параметрів;
- 3) передбачення надійності приводу, який працює в екстремальних умовах експлуатації.

Усі завдання прогнозування у загальному випадку узгоджуються з етапами проектування, виробництва і експлуатації та взаємно пов’язані, а їх вирішення потребує розробки спеціальних методів. Розглянемо три найбільш прості методи прогнозування: шляхом побудови кривих зміни надійності, марківська апроксимація і метод експертних оцінок.

На всіх етапах життєвого циклу приводу його надійність суттєво змінюється. Для оцінки надійності необхідно точно визначити об’єкт,

властивості якого розглядаються, режими й умови його використання, експлуатаційні показники та допустимі межі їх зміни для кожної умови використання. Розглянемо зміну цих факторів у процесі життєвого циклу приводу.

На етапі проектування надійність приводу визначають за даними проекту. Надійність в цьому випадку відображає проектні режими та умови роботи, що відповідають схемі приводу та показникам надійності елементів, які визначають за довідковою літературою або за результатами лабораторних випробувань. У процесі проектування (час $T_{\text{пр}}$) покращують схему приводу, вибирають більш надійні елементи, збільшують запаси міцності та отримують потрібну його надійність $P_{\text{пр}} = P_{\text{пот}}$.

На наступному етапі доопрацювання і виробництва $T_{\text{вир}}$ проводять лабораторні і стендові випробування окремих елементів та приводу в цілому. Визначають показники їх надійності. Однак умови випробувань не відповідають реальним умовам експлуатації. Показники надійності на цьому етапі визначають з використанням методів структурних схем. Зазначимо, що у разі виникнення похибки виготовлення у будь-якому дослідному елементі, в результаті якої в приводі виникають відмови, то надійність такого приводу буде дорівнювати нулю.

У ході доопрацювання удосконалюють схему, конструкцію та технологію виготовлення, в результаті чого надійність приводу збільшується та досягає потрібного значення $P_{\text{вир}} = P_{\text{пот}}$.

На етапі експлуатації $T_{\text{е}}$ об'єктом аналізу надійності є реальний привід, який працює в реальних умовах. Під дією експлуатаційних факторів заданий на етапі показник $P_{\text{е}}$ надійності може відрізнятись від $P_{\text{вир}}$, який досягнуто в процесі доопрацювання.

У результаті дослідної та підконтрольної експлуатації виявляються дефекти і причини відмов, які усуваються, що приводить до зростання надійності. В процесі експлуатації системою технічного обслуговування та ремонтів надійність підтримується на досягнутому рівні. Потім внаслідок старіння і виробітку ресурсу надійність зменшується.

Таким чином, на етапі експлуатації діють чотири групи факторів, що приводять до зміни надійності: доопрацювання в процесі підконтрольної експлуатації; технічне обслуговування і ремонт; підвищення досвіду операторів

та експлуатації; старіння та зношування. Перші три групи факторів підвищують надійність, четвертий – знижує її. Підвищення надійності шляхом доопрацювання конструкції і технології виробництва та технічного обслуговування потребують менше коштів, якщо вони проводяться на ранніх стадіях створення приводу. Отже, варіюванням витрат на кожному етапі життєвого циклу можна управляти процесом зміни надійності. Для цього необхідно мати аналітичний опис імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ і в першу чергу у періоди доопрацювання та експлуатації.

5.2. Модель зміни надійності приводу в період доопрацювання та виробництва

При побудові моделі зміни надійності приводу в процесі доопрацювання і виробництва необхідно мати на увазі, що його надійність може змінюватися тільки після доопрацювання. При кожному випробуванні, яке може закінчитися справною роботою чи відмовою, отримуємо інформацію про стан приводу, яку можна використовувати для розробки заходів, що підвищують надійність.

Процес доопрацювання приводу є цілеспрямованим, однак випадковим. Оскільки доопрацювання пов'язане з послідовністю подій (випробувань) $j = 1, 2, \dots, N$, зручно розглядати дискретну функцію надійності, яка залежить тільки від номера випробування $P(j) = P_j$.

Виділимо довільну ланку процесу доопрацювання, яка включає результат випробування (справна робота або відмова) та наслідок (проведення або відсутність доопрацювання). Цим подіям відповідають певні імовірності: P_j – імовірність справної роботи в j -му випробуванні; Π_1 і Π_2 – імовірності проведення доопрацювання після успішного випробування і відмови. Після будь-якого випробування можуть виникнути дві несумісні події: проведення та відсутність доопрацювання. Тому імовірності відсутності доопрацювання після успішного випробування дорівнюють $1 - \Pi_1$, а після відмови $2 - \Pi_2$, відповідно і приріст надійності за рахунок доопрацювання після справної роботи ΔP_{1j} , а після відмови – ΔP_{2j} .

На підставі викладеного приріст надійності визначається лінійними рівняннями:

$$\Delta P_{1j} = a_{1j}(1 - P_{j-1}) - b_{1j}P_{j-1}; \quad (5.1)$$

$$\Delta P_{2j} = a_{2j}(1 - P_{j-1}) - b_{2j}P_{j-1}, \quad (5.2)$$

де a_{1j} і a_{2j} – коефіцієнти, які характеризують ефективність доопрацювання;
 b_{1j} і b_{2j} – коефіцієнти, які характеризують негативні наслідки доопрацювання,
а саме зменшення досягнутої до j -го випробування надійності P_{j-1} .

Нехай проведена серія з n випробувань ($j = 1, 2, \dots, n$), під час яких виконано $k \leq n$ доопрацювань ($i = 1, 2, \dots, k$). Відомі моменти зроблених доопрацювань, тобто визначений зв'язок $i(j)$. Наприклад, перше доопрацювання зроблено після другого випробування, друге – після п'ятого і т.д.

Оскільки моменти виконання доопрацювання відомі, можна ввести тільки один оператор P_i зміни надійності після i -го доопрацювання, а не двох (5.1) і (5.2). Використовуємо лінійний оператор (5.1), який описує приріст показника надійності після успішного і неуспішного результатів випробувань

$$\Delta P_i = a_i(1 - P_{i-1}) - b_i P_{i-1}, \quad (5.3)$$

де a_i і b_i – коефіцієнти, які відображають ефективність доопрацювання.

Введемо припущення: $a_i = c_i a$, $b_i = c_i b$, де c_i – кількість причин відмов, які усунені в одному доопрацюванні (визначається після проведення випробувань); a , b – постійні в ході доопрацювання коефіцієнти, які характеризують ефективність усунення причин відмов. З урахуванням введених співвідношень оператор (5.3) набуде вигляду

$$\Delta P_i = c_i a(1 - P_{i-1}) - c_i b P_{i-1}. \quad (5.4)$$

Таким чином, шукана функція залежить від трьох параметрів

$$P_i = P(P_0, a, b, i), \quad (5.5)$$

де P_0 – початкове значення показника надійності.

Формулу для знаходження P_i можна отримати, якщо враховувати, що при доопрацюванні показник надійності дискретно збільшується

$$P_i = P_0 + \sum_{i=1}^k \Delta P_i. \quad (5.6)$$

Таким чином, шукана функція зміни надійності – східчаста, вона змінюється в точках $i = 1, 2, \dots, k$. Оскільки відомий зв'язок $i(j)$, тобто кількість випробувань між двома сусідніми доопрацюваннями, можна побудувати таку функцію $P_{j(i)}$, яка має стрибки тільки в тих точках j , в яких проводилося доопрацювання. Підставляючи оператор (5.4) в формулу (5.6), отримуємо

$$P_i = P_0 + \sum_{i=1}^k c_i [a(1 - P_{i-1}) - b P_{i-1}]. \quad (5.7)$$

Виразимо P_i через значення P_{i-1}

$$P_i = P_{i-1} + \Delta P_i = P_{i-1}c_1 + [a(1 - P_{i-1}) - bP_{i-1}]. \quad (5.8)$$

Вводимо позначення: $A = a + b$, $P_\infty = \frac{a}{a+b}$ і з (5.8) отримуємо

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_{i-1})(1 - Ac_i). \quad (5.9)$$

Відповідно до (5.9) можна скласти ряд P_i [40]

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_0) \prod_{I=1}^i \left(1 - \frac{Ac_i}{P_\infty}\right). \quad (5.10)$$

При однаковій кількості відмов, які усуваються в кожному доопрацюванні, тобто при $c_i = c = \text{const}$, рівняння (5.10) спрощується

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_0)e^{-E_1 i}, \quad (5.11)$$

$$\text{де } E_1 = \ln \left(1 - \frac{a_c}{P_\infty}\right).$$

У рівнянні (5.11) функція надійності пов'язана з номером доопрацювання i . На практиці в процесі доопрацювання темп внесення доопрацювань нерівномірний. Введемо ще одне припущення. Припустимо, що при проведенні n випробувань k доопрацювань проведено рівномірно, тобто кількість випробувань між будь-якими двома доопрацюваннями залишається постійною $- i = \frac{k j}{n}$. Тоді з рівняння (5.11) маємо

$$P_j = P_\infty - (P_\infty - P_0)e^{-E j}, \quad (5.12)$$

$$\text{де } E = \frac{E_1 k}{n}.$$

Аналіз процесу зміни надійності при відпрацюванні вказує, що зі збільшенням кількості доопрацювань імовірність безвідмовної роботи наближається до величини P_∞ . Якщо прийняти $P_\infty = 1$, то з рівняння (5.12) маємо

$$P_j = 1 - (1 - P_0)e^{-E j}. \quad (5.13)$$

Параметр E характеризує середнє збільшення імовірності безвідмовної роботи за рахунок одного доопрацювання.

Якщо встановити потрібне значення показника надійності $P_{\text{пот}}$, яке необхідно досягти після доопрацювання, то задавшись P_0 і E , можна визначити необхідну кількість випробувань $n_{\text{пот}}$. Дійсно з формули (5.13)

$$P_j = 1 - (1 - P_0) e^{-E n_{\text{пот}}},$$

звідки

$$n_{\text{пот}} = \frac{1}{E} \ln \frac{1 - P_0}{1 - P_{\text{пот}}}. \quad (5.14)$$

Функції (5.11) та (5.13) описують зміну надійності в процесі доопрацювання при невідомих параметрах P , P_∞ , a , c_i . Задачу статистичного оцінювання можна розв'язати, якщо буде встановлено закон розподілу оцінок P_i^* для усіх $i = 1, 2, \dots, k$. Приймаючи закон розподілення P_i^* нормальним, визначаємо дисперсію $\sigma^2(P_i) = \sigma_i^2$ та оцінки a^* , P_0^* , P_∞^* .

Оцінка функції:

$$P_i^* = P_\infty^* - (P_\infty^* - P_0^*) \prod_1^k \left(1 - \frac{a_c^*}{P_\infty^*} \right). \quad (5.15)$$

Середнє квадратичне відхилення цієї оцінки:

$$\sigma_i^2 = \sum \left(\frac{\partial P_i}{\partial x} \right)^2 \sigma_x^2 + 2 \sum \frac{\partial P_i}{\partial x_i} \frac{\partial P_i}{\partial x_z} \sigma_{x_i} \sigma_{x_z} \rho_{x_i x_z}, \quad (5.16)$$

$$\text{де } x = P_0, P_\infty, a; \quad \frac{\partial P_i}{\partial a} = - \frac{(P_\infty^* - P_0^*) C_i E_i}{P_\infty^*}; \quad \frac{\partial P_i}{\partial P_0} = C_i; \quad \frac{\partial P_i}{\partial P_\infty} = 1 - C_i \left(1 - \frac{a^*}{P_\infty^*} \right) \frac{\partial P_i}{\partial a};$$

$$C_i = \prod \left(1 - \frac{a^* c_i}{P_\infty^*} \right); \quad E_i = \sum \frac{c_i}{1 - \frac{a^* c_i}{P_\infty^*}}.$$

Всі ці величини визначаються із залежності (5.15).

Довірчі межі оцінки у кожному перерізі:

$$P_i^* - u_\gamma \sigma_i < P_i < P_i^* + u_\gamma \sigma_i. \quad (5.17)$$

Розглянемо методику визначення оцінок. Нехай відома кількість випробувань n_i між $(i - 1)$ -м та i -м доопрацюваннями; m_i – кількість відмов у n_i випробуваннях; c_i – кількість причин відмов, які усунені у i -му доопрацюванні. Нехай задача визначення оцінок a^* , P^* зводиться до визначення таких параметрів функції (5.10), при яких оцінки функції (5.15) найкраще наближуються до експериментальних оцінок $P_i^* = \frac{m_i}{n_i}$.

Складність задачі полягає в тому, що на практиці значення n_i мале та

часто $n_i = 1$. При цьому експериментальне значення P^* буде 0 або 1. Оцінки a^* , P^* , P_∞^* отримують за допомогою методу правдоподібності. У першому наближенні задачу знаходження оцінок розв'язуємо таким чином.

Оскільки $P_\infty^* \approx 1$, приймаємо $P_\infty^* = 1$. Оцінку P_0^* визначаємо за результатами $e = 5 \dots 10$ випробувань

$$P_{0l}^* = 1 - \frac{m_i}{e}, \quad (5.18)$$

де m_i – кількість відмов у перших e випробуваннях.

Для визначення a^* використовуємо останні $z = 5 \dots 10$ випробувань та знаходимо показники надійності P_n^* у n -му перерізі:

$$P_{nz}^* = 1 - \frac{m_z}{z}, \quad (5.19)$$

де m_z – кількість відмов в останніх z випробуваннях.

Середнє значення кількості ліквідованих причин відмов в одному доопрацюванні

$$c^* = \frac{1}{k} \sum_I^k c_i. \quad (5.20)$$

За умови, що у кожному доопрацюванні $c_i = c^*$ і $P_\infty^* = 1$, з формули (5.15) отримуємо

$$P_{nz}^* = 1 - (1 - P_0^*) \prod_I^k (1 - ac^*)^k,$$

звідки

$$a = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(\frac{1 - P_{nz}^*}{1 - P_{0l}^*} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (5.21)$$

Підставляючи у формулу (5.21) оцінки параметрів, отриманих вище, знаходимо

$$a^* = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(\frac{1 - P_{nz}^*}{1 - P_{0l}^*} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (5.22)$$

Наближене середнє квадратичне відхилення величини можна визначити за формулою

$$\sigma_{P^*} = (0,8 \dots 0,9) \sqrt{\frac{P_{nz}^* (1 - P_{nz}^*)}{n}},$$

де P_n^* – оцінка в перерізі $i = n$.

Приклад 5.1. Припустимо, що у результаті відпрацювання приводу отримані такі вихідні дані:

Номер i -го

доопрацювання	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Кількість n_i																
випробувань	2	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1	3	1
Кількість m_i відмов	2	0	1	1	0	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	1
Кількість c_i причин																
відмов, які усунено	0	1	2	4	1	2	1	3	1	6	2	1	1	2	1	1

Визначити криву зростання надійності за результатами доопрацювань. Загальна кількість випробувань $n = \sum_I^k n_i = 22$, загальна кількість відмов $m = \sum_I^k m_i = 10$,

загальна кількість доопрацювань $k = \sum_I^k i = 15$. Середня кількість причин відмов, які

усунені в одному доопрацюванні $c^* = \frac{1}{k} \sum_I^k c_i = \frac{29}{15} = 1,87$.

Визначимо оцінки наближення за першими шести ($e = 6$)

$P_{0l}^* = 1 - \frac{m_i}{e} = 1 - \frac{4}{6} = 0,33$ та за останніми шести випробуваннями ($z = 6$):

$$P_{nz}^* = 1 - \frac{m_z}{z} = 1 - \frac{2}{6} = 0,67. \quad \text{Тоді} \quad a^* = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(1 - \frac{P_{nz}^*}{1} - P_{0l}^* \right)^{\frac{1}{k}} \right] =$$

$$= \frac{1}{87} \left[1 - \left(\frac{1 - 0,67}{1 - 0,33} \right)^{\frac{1}{15}} \right] = 0,33.$$

Функція зростання надійності $P_l^* = 1 - (1 - P_{0l}^*) \prod_I^i (1 - a^* c_i)^k$. У кожному i -му

перерізі визначаємо $\sigma_{P_i^*} = 0,85 \sqrt{\frac{P_i^* (1 - P_i^*)}{n_i}}$ та при заданій довірчій імовірності

$\gamma = 0,9$ знаходимо нижню межу імовірності безвідмовної роботи

$$P_{ni} = P_i - u_{\gamma} \sigma_i. \quad (5.23)$$

Результати розрахунку безвідмовної роботи приводу наведені у табл. 5.1, а графічна залежність від часу на рис. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку P_i^* та P_{ni}

Показник	i							
	0	2	3	6	8	10	12	14
c_i	0	3	8	10	14	22	24	27
$\sigma_{P_i^*}$	0,28	0,24	0,16	0,14	0,1	0,99	0,99	0,07
P_i^*	0,33	0,39	0,47	0,50	0,56	0,65	0,67	0,70
P_{ni}	0	0,08	0,26	0,32	0,40	0,53	0,55	0,63

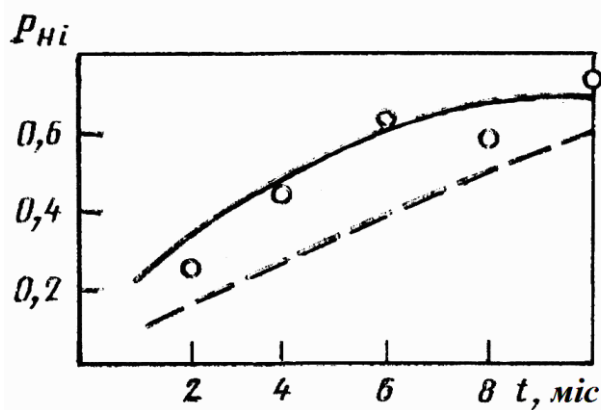


Рисунок 5.1 – Зміна в часі нижньої межі безвідмовної роботи приводу: точки — експеримент; суцільна лінія — залежність (5.23); штрихова — нижня межа безвідмовної роботи приводу

5.3. Прогнозування надійності приводу в процесі експлуатації

У процесі експлуатації приводу виконують його технічне обслуговування, ремонти, при яких ліквідують несправності, та проводять заміну або ремонт потенційно ненадійних елементів. Як результат на початковій стадії експлуатації має місце збільшення надійності. Припускаємо, що це можливо тільки в моменти технічного обслуговування внаслідок усунення несправностей. У період між перевірками через старіння та спрацювання надійність поступово зменшується.

При експлуатації приводу на відрізку часу від 0 до T задана періодичність перевірок при технічному обслуговуванні, а час між перевірками $(j - 1)$ -ї та j -ї становить τ_j . Можна вважати, що імовірність безвідмовної роботи на інтервалі між перевірками падає згідно з експоненціальним законом з інтенсивністю λ .

$$P_j = P_{j0} e^{-\lambda T_j}. \quad (5.24)$$

У результаті заміни елементів та ремонту в процесі технічного обслуговування імовірність безвідмовної роботи зміниться на величину:

$$\Delta P_j = a_{т.о} k_j (1 - P_{j-1}) - b_{т.о} k_j P_{j-1}, \quad (5.25)$$

де $a_{т.о}$ і $b_{т.о}$ – коефіцієнти, які характеризують ефективність і негативність усування причин відмов при технічному обслуговуванні приводу; k_j – частота усування несправностей (заміна та ремонт елементів) при j -й періодичній перевірці.

Використовуючи рівняння (5.24) і (5.25), можна записати рекурентні співвідношення для визначення процесу зміни надійності:

$$\begin{aligned} \Delta P_{j+1} &= P_{(j+1)0} e^{-\lambda \tau_{j+1}}; \\ \Delta P_j &= a_{т.о} k_j (1 - P_{j-1}) - b_{т.о} k_j P_{j-1}; \\ P_{(j+1)0} &= P_j + \Delta P_j. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Невідомими параметрами в цих рівняннях є $P_{(j+1)0}$, λ , $a_{т.о}$, $b_{т.о}$, τ_j . Очевидно, що кількість несправностей, а отже, і доопрацювань (замін та ремонтів елементів) досягає максимуму в першій половині терміну експлуатації. Тому періодичність між перевірками під час експлуатації τ_j повинна бути різною. Аналогічно змінюється і кількість доопрацювань в одиницю часу $k = \frac{dk}{dt}$, рис. 5.2.

Якщо ввести дані з рис. 5.2, які апроксимуються експоненціальними залежностями, в рівняння (5.18), можна отримати функцію надійності, яка залежить від часу і постійних параметрів, однак для практичних розрахунків вона досить складна.

На практиці доцільно використовувати спрощену експоненціальну модель, аналогічно до (5.12):

$$P_j(t) = P_\infty - (P_\infty - P_0) e^{-E j}, \quad (5.27)$$

в якій постійні параметри P_∞ , P_0 , E характеризують граничну та початкову надійність, а також ефективність технічного обслуговування.

Якщо прийняти $P_\infty = 1$, то отримаємо модель зміни надійності, яка залежить від двох параметрів:

$$P_j(t) = 1 - (1 - P_0) e^{-E j}. \quad (5.28)$$

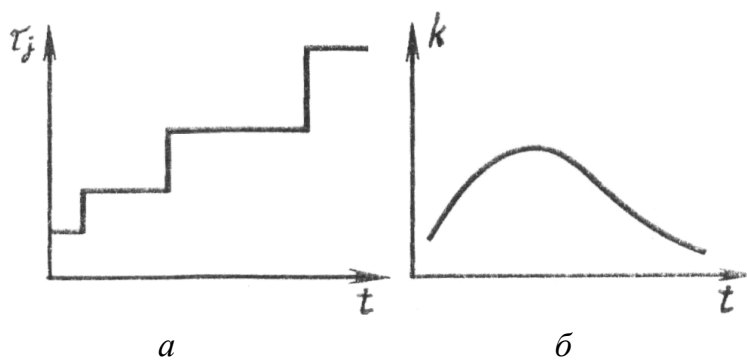


Рисунок 5.2 – Зміни в часі, побудовані за апріорною інформацією: *a* – періодичності перевірок при технічному обслуговуванні; *б* – інтенсивності доопрацювання

Оскільки в процесі експлуатації показники надійності оцінюють за великим обсягом інформації, можна вважати, що оцінка P має нормальне розподілення. Тому для визначення оцінок P^* , P_0^* , E^* можна використати частий випадок методу правдоподібності – метод найменших квадратів.

Прологарифмувавши рівняння (5.28), введемо позначення $A = \ln(1 - P_0)$, $Z_i = \ln(1 - P_j)$. При цьому $Z_i = A - E t$.

У результаті отримаємо лінійну функцію Z_i відносно аргументу t , для якої нормальне рівняння має вигляд [40]

$$\sum_I^n (Z_i + E t - A) t = 0; \sum_I^n (Z_i + E t - A) = 0. \quad (5.29)$$

Із розв'язання (5.29) знаходимо

$$E^* = \frac{\sum_I^n Z_i t_i + t^* \sum_I^n Z_i}{n t^* - \sum_I^n t_i^2}; \quad A^* = \frac{1}{n} \sum_I^n Z_i - E^* t^*; \quad t^* = \frac{1}{n} \sum_I^n t_i, \quad (5.30)$$

де $*$ – позначені шукані параметри.

Початкову імовірність безвідмовної роботи оцінюють за залежністю

$$P_0^* = 1 - e^{-\Lambda^*}, \quad (5.31)$$

де Λ^* – сумарна інтенсивність відмов приводу.

5.4. Прогнозування характеристик приводу методом марківської апроксимації

Експлуатація приводу супроводжується зношуванням елементів, незворотними змінами властивостей матеріалів, старінням й іншими процесами, які залежать від часу. Тому прогнозування дозволяє визначити зміну характеристик приводу в часі залежно від цих факторів.

У результаті опрацювання даних експлуатації для елементів приводу можна побудувати розподілення параметра, який характеризує його

працездатність в часі. Наприклад на рис. 5.3 показано розподілення зазорів поршневої пари аксіально-поршневої групи аксіально-поршневого двигуна залежно від часу напрацювання (штриховою лінією вказано допуск на зазори). Для кількісного прогнозування працездатності необхідно формалізувати функціонування, тобто вибрати математичну модель. У загальному випадку сукупність параметрів приводу, які характеризують його працездатність, можна подати як компонент випадкового вектора $V(t)$ у n -вимірному просторі, де n – кількість параметрів. Внаслідок того, що всі функціональні параметри приводу задаються допустимими межами зміни, для кожного параметра y_i визначений інтервал можливих значень $[a_i, b_i]$, у межах якого забезпечується нормальне функціонування.

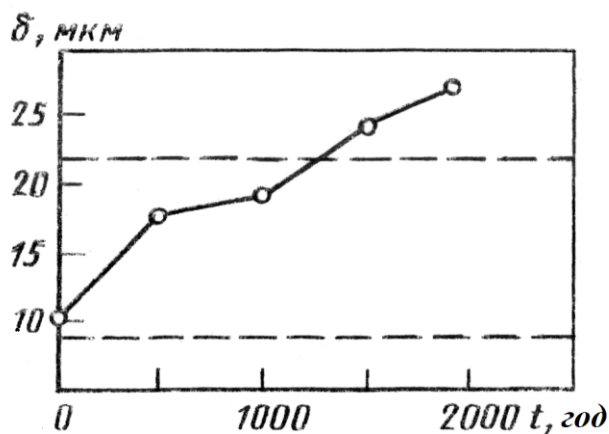


Рисунок 5.3 – Розподілення зазорів у поршневій парі

У загальному випадку прогнозування стану приводу в довільний момент часу можна здійснити розв'язанням стохастичного рівняння вигляду $V(t) - a = 0$, де $V(t)$ – випадковий вектор параметрів; a – область його допустимих значень. Зазначимо, що розв'язання цього рівняння пов'язане з великими труднощами.

Однак працездатність приводу можна охарактеризувати одним чи декількома узагальненими параметрами. Внаслідок цього загальне стохастичне рівняння у n -вимірному просторі може бути зведено до рівняння вигляду $y(t) - a(t) = 0$ (де $y(t)$ – випадкова функція зміни в часі визначального параметра; $a(t)$ – часткові допустимі значення випадкової функції в різні моменти часу), яке описує одновимірний випадковий процес. Випадкову функцію $y(t)$ можна отримати на основі обробки стохастичних даних, отриманих від заводу, ремонтних підприємств та закладів, у яких експлуатується привід. У деяких випадках функцію $y(t)$ можна апроксимувати

лінійною залежністю, тоді для двостороннього обмеження рівняння прогнозу можна подати у вигляді $y_0 + y_1(t) - a = 0$; $y_0 + y_2(t) - b = 0$, де y_0 – випадкове початкове значення параметра; y_1 і y_2 – випадкові швидкості зміни параметра.

Час працездатного стану визначається мінімальним часом, отриманим зі співвідношення $t_1 = \frac{a_1 - y_0}{y_1}$; $t_2 = \frac{b_1 - y_0}{y_2}$. Аналогічно можна прогнозувати працездатний стан при будь-кому законі апроксимації випадкового процесу $y(t)$.

Модель прогнозування, яка розглядалась, дійсно не повністю описує динаміку функціонування та потребує різномірної статистичної інформації.

Деякою мірою вказаний недолік можна усунути, якщо використати марківський процес з кусково-лінійною апроксимацією. Марківський процес визначається двовимірною щільністю імовірності $f(y_0, y_1, t_0, t_1) =$
 $= f(y_0, t_0)P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right)$, де $f(y_0, t_0)$ – одновимірна щільність імовірності;
 $P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right)$ – щільність імовірності переходу y_0 в стан y_1 .

Таким чином, використовуючи марківське співвідношення, прогнозування стану приводу можна здійснити тільки за одним його параметром, і задача зводиться до визначення імовірності того, що в деякий момент часу $t > t_0$ параметр стану приводу знаходиться у заданих межах $a < y < b$.

Нехай працездатність приводу прогнозується параметром $y(t)$, наприклад значенням зазору в механічній парі. Проведемо квантування випадкової функції $y(t)$, рис. 5.4. Для цього увесь діапазон допустимих змін $y(a, b)$ розіб'ємо на декілька рівнів, наприклад $\Delta y_1, \Delta y_2, \Delta y_3$. Привід знаходиться у працездатному стані, якщо $y(t)$ знаходиться в інтервалі квантування $(a, b) = \Delta y_i, i = 0, 1, 2$. Інтенсивність (швидкість) перетину процесом $y(t)$ рівня квантування Δy позначимо через v , вона визначається за статистичними даними. Величина v_i характеризує середню швидкість збільшення параметра y в інтервалі квантування.

Імовірність перебування приводу у момент часу t в i -му стані (рівні квантування) визначається рівнянням марківського процесу [40]:

$$P_i = -v_i P_i(t) + v_{i-1} P_{i-1}(t), \quad i = 0, 1, 2. \quad (5.32)$$

Початкові умови: при $t_0 = 0$ $P_i(0) = P_0$.

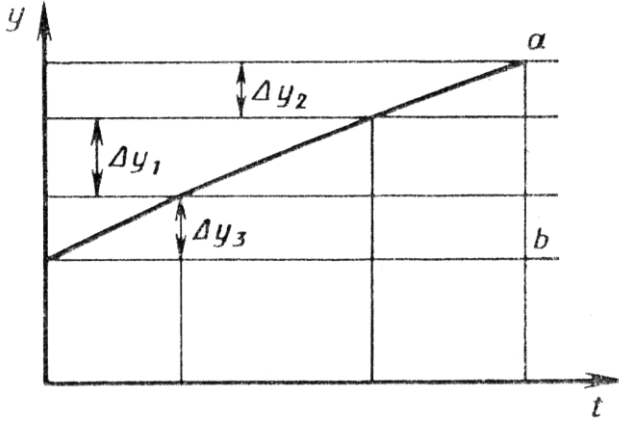


Рисунок 5.4 – Квантування функції за часом

Систему рівнянь (5.32) розв'язуємо за допомогою перетворення Лапласа:

$$\begin{aligned} P_0(t) &= P_0 e^{-v_0 t}; \quad P_1(t) = \frac{v_0 P_0}{v_1 - v_0} e^{-v_0 t} + \left(P_1 - \frac{v_0 P_0}{v_1 - v_0} \right) e^{-v_1 t}; \\ P_2(t) &= \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_0)} e^{-v_0 t} + \left[\frac{v_1 P_1}{v_2 - v_1} - \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_1)} \right] e^{-v_1 t} + \\ &+ \left[P_2 + \frac{v_1 P_1}{v_2 - v_1} + \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_0)} \right] e^{-v_2 t}; \\ P_3(t) &= 1 - \sum_0^2 P_i(t). \end{aligned} \quad (5.33)$$

З урахуванням системи рівнянь (5.33) імовірність безвідмовної роботи приводу визначалася такою залежністю

$$P(t) = 1 - P_3(t), \quad (5.34)$$

Щільність цієї імовірності

$$f(t) = P(t) \sum v_i. \quad (5.35)$$

Математичне очікування

$$m_y(t) = P(t) \sum y_i. \quad (5.36)$$

Дисперсія

$$\sigma_y^2(t) = P(t) \sum y_i^2 - m_y(t)^2. \quad (5.37)$$

Квантування рівня y_i треба вибирати оптимальним з точки зору найменшого відхилення характеристики $y(t)$ від експериментальних даних. Дослідження показали, що задовільний збіг експериментальних даних з теоретичним розподіленням дає залежність [40]

$$y_i^* = y_i - k \Delta \delta_i, \quad (5.38)$$

де $k = 0,67 \dots 0,8$ – коефіцієнт осереднення.

Приклад 5.2. Здійснити прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марківської апроксимації. У [9] встановлено, що визначальним параметром, який характеризує працездатність лабіринтно-гвинтового насоса, є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. За даними експериментальних досліджень, проведеними в ПАТ «ХЕМЗ-ІРЕС», лабіринтно-гвинтового насоса з 18 однаковими робочими органами встановлені значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта δ . Результати експериментальних значень (точки) δ залежно від часу експлуатації t зображено на рис. 5.5.

Імовірність знаходження відносного значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта в момент часу t в i -му стані (рівні квантування) – P_i (імовірність безвідмовної роботи насоса) визначається рівняннями марківського процесу (5.32).

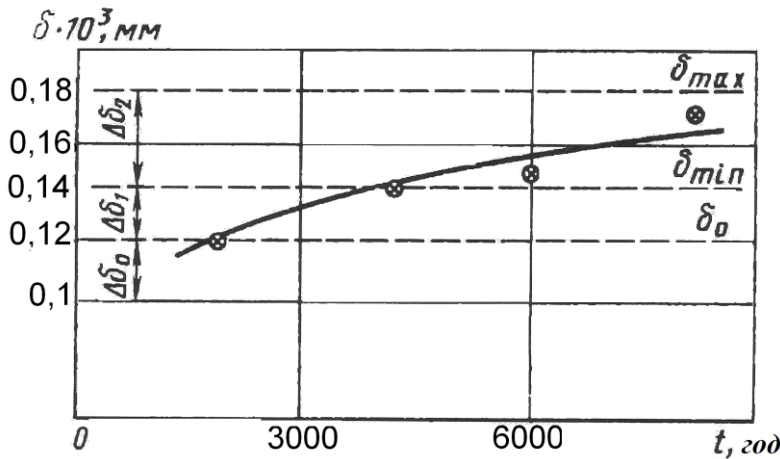


Рисунок 5.5 –
Зміна зазору між
нарізками гвинта та
втулки лабіринтно-
гвинтового насоса

Використовували формули (5.32)–(5.37), в які замість y_i підставляли δ – значення діаметрального зазору між нарізками гвинта та втулки. Оскільки на початку експлуатації $\delta = 0$, то як початкові значення імовірностей станів при $t = 0$ приймали $P_0 = 1$, $P_1 = P_2 = P_3 = 0$. Відзначимо, що на рис. 5.5 межі поля допусків $\delta_{\max} = a$ і $\delta_{\min} = b$ задані технічними умовами. На трьох рівнях робили квантування поля зношування:

$$\begin{aligned} t_0 &= 2\,000 \text{ год}; \Delta \delta_0 = \delta(t_0) - \delta_0(0) = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; \\ t_1 &= 2\,500 \text{ год}; \Delta \delta_1 = \delta(t_1) - \delta(t_0) = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; \\ t_2 &= 10\,000 \text{ год}; \Delta \delta_2 = \delta(t_2) - \delta_0(t_1) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \end{aligned}$$

Визначали інтервали квантування в часі: $t_0^* = 2000$ год; $t_1^* = 2500$ год; $t_2^* = 10\,000$ год. Розраховували інтенсивності переходів за рівнями квантування – коефіцієнти рівнянь імовірності працездатного стану насоса:

$$v_0 = \frac{1}{t_0^*} = \frac{1}{2\,000} = 0,5 \cdot 10^{-3}; \quad v_1 = \frac{1}{t_1^*} = \frac{1}{2\,500} = 0,4 \cdot 10^{-3}; \quad v_2 = \frac{1}{t_2^*} = \frac{1}{10\,000} = 0,09 \cdot 10^{-3}.$$

Задавалися часом t та за системою рівнянь (5.33) знаходили значення $P_i(t)$ та за формулою (5.34) $P(t)$. Результати розрахунків наведено на рис. 5.6.

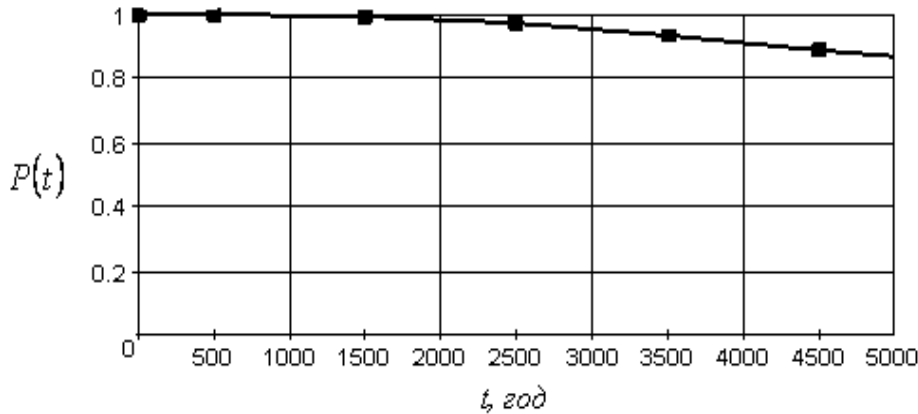


Рисунок 5.6 – Залежність імовірності безвідмовної роботи насоса від часу

Імовірність безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса для 4500 год роботи становить 0,891, при цьому математичне очікування становить $0,12 \cdot 10^{-3}$ мм, а дисперсія – $0,0011 \cdot 10^{-6}$ мм². Таким чином імовірність безвідмовної роботи насоса розрахована із задовільною точністю.

5.5. Прогнозування надійності приводу методом експертних оцінок

Розглянуті методи прогнозування надійності і характеристик приводу потребують інформації про його працездатність, яку можна отримати після тривалої експлуатації приводу, що знижує цінність отриманих відомостей. Це пояснюється тим, що конструкція приводу і технологія його виготовлення безперервно удосконалюються та змінюються. Крім того, багато важливих факторів, які впливають на надійність приводу, взагалі не виділяються та не аналізуються. Тому в прогнозуванні надійності, крім методів статистичного аналізу, використовують і евристичні методи, зокрема, метод експертних оцінок, який базується на здатності експерта (висококваліфікованого фахівця у цій галузі) давати корисну інформацію в умовах кількісної невизначеності. Відомий достатньо древній метод експертної оцінки Дельфі, при якому експерти проводять оцінювання ізольовано один від одного в три тури.

У першому турі всі експерти встановлюють оцінки явища, яке розглядається. В другому турі експерти знайомляться з оцінками інших експертів, авторство яких невідоме, і здійснюють обмін думками з

аргументацією та критикою оцінок. У третьому турі встановлюються екстремальні та середні оцінки результатів опитування усіх експертів. При збігу думок усіх експертів подальше опитування припиняється.

Найбільш ефективним є метод незалежного експертного оцінювання або метод рангової кореляції. Суть методу полягає в тому, що групі фахівців-експертів ставлять ряд питань, що стосуються явища, яке прогнозується. Кожний експерт на підставі досвіду та знань висловлює свою думку. Прогноз визначається відповідним опрацюванням відповідей експертів. У цьому випадку думка експертів інтерпретується у вигляді інтелектуального статистичного експерименту.

Метод експертних оцінок доцільно використовувати для вирішення таких завдань:

- 1) прогнозування перспектив розвитку, обґрунтування розроблення нових схем та покращення параметрів приводу;
- 2) визначення показників надійності в умовах, коли використання інших методів неможливе через відсутність апріорної інформації;
- 3) ранжування випадкових величин у порядку значимості (показників надійності, факторів, які визначають надійність, тощо).

Прогнозування цим методом проводиться так. Передусім ставиться задача прогнозування. Наприклад, необхідно ранжувати, тобто розташувати в ряд за значимістю, фактори, які визначають надійність приводу з підвищенням тиску у гідроприводі. При розв'язанні задачі прогнозування може бути два варіанти: експертам пред'являється набір факторів та ставиться завдання ранжувати ці фактори або експерти самі призначають фактори і їх ранжують. У подальшому розглядаємо тільки перший варіант розв'язання, як найбільш поширений.

Формується група експертів, при цьому насамперед до неї залучають фахівців цієї галузі науки, які мають схильність до аналізу та узагальнення, достатньо ерудовані у сумісних галузях техніки. Крім того, експерти не повинні бути особисто зацікавленими у результатах прогнозування. Зазначимо, що збільшення кількості експертів приводить до надлишку інформації та до зростання інтелектуального шуму. Тому, як показують дослідження, оптимальна кількість експертів становить 5...10.

Наступним принциповим моментом експертних оцінок при ранжуванні будь-яких явищ або процесів є оцінка ваги (рангу) явища у загальній сукупності. Зазвичай ранги позначають порядковими чи дрібними числами.

Експерт присвоює кожному фактору відповідний ранг. Найбільш несприятливому фактору присвоюють високий ранг, а фактору, який має найменший вплив на надійність, – більш низький ранг. Значення тих чи інших ознак, які можна виміряти, подають у рамках шкали вимірів випадкових величин з присвоєними відповідними рангами. Таке підпорядкування не є точним способом порядкових відношень ряду між експертами і не дозволяє судити, наскільки вони близько розташовані один до одного на шкалі вимірів. Однак, втрачаючи в точності, процес ранжування виграє в узагальненні підходів, оскільки підпорядкування елементів інваріантне відносно зміни масштабу шкали порівняння.

Для визначення функцій, які нормують вагу характеристик $\varphi(i)$, де i – характеристика або фактор, який необхідно нормувати, можна записати такі умови спільності:

$$\varphi(i) = 1, \text{ при } i = 1; \varphi(i) = 0, \text{ при } i = \infty;$$

$$\lim_{i \rightarrow \infty} \frac{\varphi(i+1)}{\varphi(i)} = 1 < \rho, \text{ при } i \rightarrow \infty; |\varphi(i)| > |\varphi(i+1)|, \text{ при } 1 < i < \infty.$$

Перші дві умови відображають той факт, що в ранжуванні послідовності характеристик вага першої дорівнює одиниці, а остання при наближенні їх до нескінченності, нулю. Це не виключає можливості мати вагу декількох характеристик, які дорівнюють нулю або одиниці. Перші три умови визначають нормуючу функцію ваги у вигляді

$$\varphi(i) = \frac{i}{a^{i-1}}.$$

Четверта умова може бути виконана шляхом підбору параметра a . Встановлено, що $a = 2$ [44]. Таким чином нормуюча функція ваги визначається за залежністю

$$\varphi(i) = \frac{i}{2^{i-1}}. \quad (5.39)$$

Відповідно до залежності (5.39) експерт кожному фактору присвоює ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається. Коли такі оцінки отримані від експертів, то вважають, що дійсне значення досліджуваної величини знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена колективна думка є цілком достовірною.

Оцінка усіх експертів зводиться в матрицю рангів

$$|\varphi(j, i)| = \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} & \dots & \varphi_{1n} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} & \dots & \varphi_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \varphi_{m1} & \varphi_{m2} & \dots & \varphi_{mn} \end{vmatrix},$$

де $\varphi(j, i)$ – ваги або ранги факторів; i – номер експерта ($i = 1, 2, \dots, n$); j – номер фактора ($j = 1, 2, \dots, m$).

Оскільки експерти присвоюють ранги в порядку зменшення впливу несприятливих факторів, самим впливовим факторів буде той, у якого сума рангів найбільша.

Метод експертних оцінок має два способи обробки думок експертів. Перший базується на використанні звичайних правил математичної статистики. Другий є евристичним. Експертам надається послідовність характеристик чи факторів, які вони ранжують шляхом присвоєння кожній i -й характеристиці ваги $\varphi(i)$. На підставі цих даних можна встановити аналітичний зв'язок між вагою характеристики і номером, який вона займає у ранжованій послідовності.

Середнє арифметичне значення ваги i -ї характеристики, за думкою усіх експертів, визначають за формулою

$$\bar{\varphi}_{i,j} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_{i,j}, \quad (5.40)$$

де n – кількість експертів; $\varphi_{i,j}$ – вага, вказана i -м експертом за j -ю характеристикою.

Середню відносну вагу фактора розраховували за формулою

$$\tilde{\varphi}_{0i,j} = \frac{\bar{\varphi}_{i,j}}{\sum_{i=1}^m \varphi_{i,j}}, \quad (5.41)$$

де m – кількість факторів, які оцінюються.

Розташування цих характеристик в ряду факторів (i) є достатнім для ранжування факторів, оскільки розташування за величинами $\varphi(i)$ або $\tilde{\varphi}_0(i)$ вже вказує на розташування рангів, а отже, і на значимість факторів.

Ступінь узгодженості думок експертів оцінюється статистичними та евристичними показниками. Статистичними показниками є дисперсія і коефіцієнт варіації.

За кожним фактором, що оцінюється j , його середньоквадратичне

відхилення та коефіцієнт варіації розраховують за такими формулами:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m [\varphi_{i,j} - \bar{\varphi}_{i,j}]^2}, \quad (5.42)$$

$$\tilde{\nu}_i = \frac{\sigma_i}{\bar{\varphi}_{i,j}}. \quad (5.43)$$

Коефіцієнт варіації є непрямим показником узгодженості думок експертів про цей фактор. Чим менше коефіцієнт варіації, тим більше узгодженість думок експертів. Кінцевий висновок про узгодженість думок експертів формулюється за загальною сукупністю характеристик та факторів на підставі евристичних показників. Зазвичай використовують коефіцієнт конкордації (узгодженості) [44]

$$\tilde{W} = \frac{12 \sum_1^m \tilde{d}_i^2}{n^2(m^3 - m) - n \sum_1^m \tilde{T}_i}. \quad (5.44)$$

Для визначення коефіцієнта конкордації необхідно визначити порядковий номер (місце), який має цей ранг у послідовності, що ранжується, призначений експертами за всіма факторами. Якщо декілька експертів вказали однакову вагу, то ранг визначається як середнє значення відповідних номерів. Критерій $\tilde{W} = 1$ свідчить про повну узгодженість думок експертів, $\tilde{W} = 0$ – про повну неузгодженість.

У формулі (5.44) відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення розраховують за залежністю

$$\tilde{d}_i = \tilde{s}_i - \bar{\tilde{s}}, \quad (5.45)$$

а показник зв'язку рангів

$$\tilde{T}_i = \sum_1^{\tilde{L}} (\tilde{t}_i^3 - \tilde{t}_i), \quad (5.46)$$

де \tilde{L} – кількість груп рангів; \tilde{t}_i – кількість зв'язаних рангів в \tilde{l} -й групі.

Сума рангів та середня сума рангів розраховуються за залежностями:

$$\tilde{s}_i = \sum_1^n \tilde{\rho}_j, \quad \bar{\tilde{s}} = \sum_1^m \tilde{s}_i / m, \quad (5.47)$$

де $\tilde{\rho}_j$ – ранг характеристики фактора, який впливає на надійність приводу.

Значення коефіцієнта конкордації підпорядковуються χ^2 -розподілу, який розраховують за залежністю [44]

$$\chi_{\text{ср}}^2 = \frac{12 \sum_1^m \tilde{d}_i^2}{n m (m+1) - \frac{1}{n-1} \sum_1^v \tilde{T}_i}. \quad (5.48)$$

Розраховують степінь вільності $\tilde{v} = n - 1$ та задаються рівнем довіри $\tilde{\gamma}$. За таблицями (додаток Б) знаходять значення квантиля $\chi_T^2(\tilde{\gamma}, \tilde{v})$ -розподілу. Роблять висновок щодо узгодженості оцінок експертів при заданому рівні довіри $\tilde{\gamma}$.

Приклад 5.3 [9]. При прогнозуванні надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок залучалися п'ять провідних фахівців ПАТ «ХЕМЗ-ІРЕС». На першому етапі експерти визначили фактори, які, на їх думку, найбільш суттєво впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса. Це: 1 – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; 2 – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; 3 – зношення торцевого ущільнення; 4 – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта.

На другому етапі експерти, незалежно один від одного, присвоїли кожному фактору ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається, табл. 5.2. Зазначимо, що дійсне значення рангу кожного фактора знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена думка експертів є цілком достовірною.

На третьому етапі розраховували середньоарифметичну вагу, середню відносну вагу і середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій. Для розрахунку використовували формули (5.40)–(5.43). Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 5.2.

На четвертому етапі визначали ранги характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів. Для визначення рангів заповнювали табл. 5.3. У її лівому верхньому куті записані ваги характеристик, взятих з верхньої частини табл. 5.2. Якщо у вагах у послідовності, що ранжується, k експертів вказали однакову вагу, то рангом є середнє значення натурального ряду чисел. Якщо вага зустрічалась один раз, то ранг є наступним членом натурального ряду чисел.

Суми рангів характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та

показник зв'язку рангів розраховували за формулами (5.45)–(5.47). Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 5.3.

Таблиця 5.2 – Вага, середньоарифметична вага, середня відносна вага і середньоквадратичне відхилення факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, та коефіцієнт варіацій

Номер експерта, j	Номер фактора, i			
	1	2	3	4
1	1,0	0,9	0,8	0,4
2	1,0	0,8	0,9	0,5
3	0,8	1,0	0,9	0,5
4	0,9	0,7	0,8	1,0
5	0,8	0,5	1,0	0,6
Розраховані параметри				
$\bar{\varphi}_{i,j}$	0,9	0,78	0,88	0,6
$\tilde{\varphi}_{0 i,j}$	0,28	0,247	0,278	0,19
σ_i	0,09	0,172	0,075	0,21
\tilde{v}_i 100%	9,89	22,05	8,52	35,0

Висновки щодо узгодженості думки експертів формулювали, використовуючи коефіцієнт конкордації. Розрахований за формулою (5.44) коефіцієнт конкордації становив 0,9394. Таким чином думка експертів є узгодженою, $\tilde{W} \approx 1$. Розраховували квантиль $\chi^2_{\text{ср}}$ -розподілу за залежністю (5.48).

Розраховували степінь вільності $\tilde{v} = m - 1 = 5 - 1 = 4$ та задавались рівнем довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$. За таблицями (додаток Б) знаходили значення квантиля $\chi^2_{\text{т}}(\tilde{\gamma}, \tilde{v})$ -розподілу. Для $\chi^2_{\text{т}}(0,95,4) = 9,49$, а розрахований за формулою (5.48) – 13,71. $\chi^2_{\text{ср}} > \chi^2_{\text{т}}(\tilde{\gamma}, \tilde{v})$, тобто оцінки експертів є узгодженими при заданому рівні довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$.

Ранжування факторів за даними з табл. 5.2 дозволило встановити, що параметрами, які визначають надійність лабіринтно-гвинтового насоса, є: $\bar{\varphi}(1) = 0,9$ – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(2) = 0,88$ – зношення торцевого ущільнення; $\bar{\varphi}(3) = 0,78$ – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(4) = 0,6$ – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта. Таким чином при проектуванні лабіринтно-гвинтового насоса необхідно в першу чергу забезпечити зменшення зношення виступів нарізок втулки та гвинта.

Таблиця 5.3 – Ранги характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, та суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів

	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
	1,0 $(1+2)\frac{1}{2}=1,5$	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
	0,9 3,0	0,9 2,0	0,9 $(2+3)\frac{1}{2}=2,5$	0,9 0
	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 3,0	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 0
	0,7 –	0,7 4,0	0,7 –	0,7 0
	0,6 –	0,6 0	0,6 –	0,6 5,0
	0,5 –	0,5 6,0	0,5 –	0,5 $(6+7)\frac{1}{2}=6,5$
	0,4 –	0,4 –	0,4 –	0,4 8,0
Розраховані параметри				
\tilde{s}_i	9,0	16,0	8,0	20,5
\tilde{d}_i	-4,375	2,625	-5,375	7,125
\tilde{T}_i	12	0	12	6

5.6. Визначення параметричних запасів працездатності

Припустимо, що процес функціонування приводу описується функціональними параметрами $y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_z$ і для кожного з них у технічному завданні (ТЗ) визначені допустимі межі $[y_1]^{TЗ}, [y_2]^{TЗ}, \dots, [y_i]^{TЗ}, \dots, [y_z]^{TЗ}$.

Під запасом працездатності приводу за y_i функціональним параметром будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{зп}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметра $[y_i]^{TЗ}$ і його реалізацією $\tilde{y}_i(t)$ у момент напрацювання t , тобто

$\Delta y_i^{3п}(t) = [y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3} - \tilde{y}_i(t)$ – у разі обмеження параметра зверху; $\Delta y_i^{3п}(t) = \tilde{y}_i(t) - [y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}$ – у разі обмеження параметра знизу.

Під коефіцієнтом запасу працездатності приводу за y_i -м функціональним параметром $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го функціонального параметра $[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}$ і його реалізацією $y_i(t)$ в момент напруцювання t , тобто [34]: $\eta_{y_i}(t) = [y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3} / y_i(t)$ – у разі обмеження параметра зверху; $\eta_{y_i}(t) = y_i(t) / [y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}$ – у разі обмеження параметра знизу.

Визначення на етапі проектування приводів значень запасів працездатності за змінами його вихідних функціональних параметрів $\Delta y_{i0}^{3п}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу працездатності $\eta_{y_0}(t_0)$, що забезпечили протягом усього періоду експлуатації приводу перебування функціональних параметрів у межах допустимої області із заданою імовірністю $[P_{y_i}]^{\Gamma 3}$, будується на імовірнісних оцінках можливості виходу функціональних параметрів за доступні межі в будь-який довільний момент експлуатації.

Розглянемо розв'язання цієї задачі для двох випадків обмеження y_i -го функціонального параметра приводу: зверху й знизу. Приймаємо такі припущення: зміна функціонального параметра $y_i(t)$ приводу протягом періоду його експлуатації є випадковим процесом з нормальним розподілом; зміна детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го функціонального параметра $m_{y_i}(t)$ може бути подана монотонно зростаючою (чи монотонно спадною) степеневою функцією від напруцювання t у вигляді

$$m_{y_{it}}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^{\alpha},$$

або залежно від кількості блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$

$$m_{y_{iN}}(n_{\text{бц}}) = m_{y_{i0}} + k n_{\text{бц}}^{\beta},$$

де c і k – коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_{y_i}(t)$ y_i -го функціонального параметра відповідно до напруцювання t або блок-циклів спрацювань приводу $n_{\text{бц}}$; α і β – відповідні степеневі коефіцієнти степеневої функції.

Окремим випадком степеневої функції за $\alpha = 1$ (чи $\beta = 1$) розглядається лінійний закон зміни математичного очікування параметра $m_{y_i}(t)$ y_i -го

функціонального параметра, а закон розподілу $m_{y_i}(t)$ y_i -го функціонального параметра у кожному t_j -му перерізі процесу експлуатації не змінюється протягом заданого напрацювання.

Запаси працездатності приводу за y_i -м параметром після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювання визначаються:

- у разі обмеження параметра зверху $\Delta y_{i_n}(t) = [y_i]_{\text{В}}^{\text{T3}} - m_{y_n}$;
- у разі обмеження параметра знизу $\Delta y_{i_n}(t) = m_{y_n} - [y_i]_{\text{Н}}^{\text{T3}}$.

Тоді умова працездатності приводу має вигляд

$$\Delta y_{1_n} \geq 0; \Delta y_{2_n} \geq 0; \dots \Delta y_{i_n} \geq 0; \dots \Delta y_{z_n} \geq 0. \quad (5.49)$$

Дослідження змін функціональних параметрів приводу, доповнені за результатами ресурсних випробувань, свідчать про те, що вони носять не відновлювальний характер і можуть бути зображені випадковим процесом з монотонними реалізаціями.

У разі обмеження y_i -го функціонального параметра приводу зверху (або знизу) оцінку імовірності безвідмовної роботи приводу за змінами його функціональних параметрів можна одержати з виразу [34]

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i}); \quad (5.50)$$

$$u_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{В}}^{\text{T3}} - m_{y_{in}}}{S_{y_{in}}} = \frac{[y_i]_{\text{В}}^{\text{T3}} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \quad (5.51)$$

якщо $y_i \leq [y_i]_{\text{В}}^{\text{T3}}$; або

$$u_{y_i} = \frac{\tilde{y}_{in} - [y_i]_{\text{Н}}^{\text{T3}}}{\tilde{y}_{y_{in}}} = \frac{\tilde{y}_{in} - [y_i]_{\text{Н}}^{\text{T3}}}{\tilde{y}_{y_n} v_{y_{in}}}, \quad (5.51a)$$

якщо $y_i \geq [y_i]_{\text{Н}}^{\text{T3}}$,

де $F(\cdot)$ – знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} – квантиль розподілу y_i параметра; $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$ – вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го функціонального параметра приводу $n_{\text{бц}}$ блок-циклів відпрацювання.

Аналіз виразів (5.51) і (5.51 a), які ще називають «рівнянням зв'язку», показує, що на етапі проектування приводів, коли $[y_i]_{\text{В}}^{\text{T3}} = \text{const}$, оцінка імовірності безвідмовної роботи проектного приводу залежить від

параметрів $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$. Таким чином, розподіл випадкових значень y_i -го функціонального параметра в t -му перерізі процесу відпрацювання ресурсу (або після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювань) визначається параметрами $m_{y_{it}}$, $S_{y_{it}} = m_{y_{it}} v_{y_{it}}$ (або $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}} = m_{y_{in}} v_{y_{in}}$).

Оскільки параметри розподілу $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ змінюються під дією експлуатаційних навантажень $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$, і за кількістю блок-циклів спрацювань $n_{\text{бц}}$ їх можна зобразити у вигляді функцій:

$$m_{y_{in}} = f_{m_{yi}}(R_{\text{екс}}^{\Sigma}, n_{\text{бц}}); \quad (5.52)$$

$$v_{y_{in}} = f_{v_{yi}}(R_{\text{екс}}^{\Sigma}, n_{\text{бц}}), \quad (5.53)$$

де $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$ – сумарні експлуатаційні навантаження різної природи, які викликають невідомні зміни у конструкції приводу.

Параметри розподілу y_i -го функціонального параметра приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювань можуть бути визначені через їхні початкові значення $m_{y_{i0}}$ та $v_{y_{i0}}$ і відповідні прирости $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$ унаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та дії інших експлуатаційних факторів (інших експлуатаційних навантажень):

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} \left(1 + \frac{\Delta m_{y_{in}}}{m_{y_{i0}}} + \frac{\Delta m_{y_{iR}}}{m_{y_{i0}}} \right) = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{in}} + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}); \quad (5.54)$$

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} \left(1 + \frac{\Delta v_{y_{in}}}{v_{y_{i0}}} + \frac{\Delta v_{y_{iR}}}{v_{y_{i0}}} \right) = v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}} + \Delta \bar{v}_{y_{iR}}), \quad (5.55)$$

де $\frac{\Delta m_{y_{in}}}{m_{y_{i0}}} = \Delta \bar{m}_{y_{in}}$, $\frac{\Delta m_{y_{iR}}}{m_{y_{i0}}} = \Delta \bar{m}_{y_{iR}}$ – відносна зміна математичного очікування

параметра y_i після N блок-циклів спрацювань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та внаслідок дії за цей час інших

експлуатаційних факторів; $\frac{\Delta v_{y_{in}}}{v_{y_{i0}}} = \Delta \bar{v}_{y_{in}}$, $\frac{\Delta v_{y_{iR}}}{v_{y_{i0}}} = \Delta \bar{v}_{y_{iR}}$ – відносна зміна

коефіцієнта варіації параметра y_i після N блок-циклів спрацювань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та внаслідок дії за цей час інших експлуатаційних факторів.

Подальше розв'язання задачі зводиться до пошуку початкових значень $m_{y_{i0}}$, $v_{y_{i0}}$ та відповідних приростів $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$. Ці дані можуть бути знайдені шляхом узагальнення експериментальних даних, одержаних у результаті досліджень виробів-аналогів.

Якщо не розглядати випадковості, пов'язані з помилками виконавців або порушеннями технології виготовлення приводів, то в процесі зміни їх функціональних параметрів можна виділити такі закономірності:

- функціональні параметри приводу однієї фізичної природи під впливом тих самих експлуатаційних навантажень змінюються подібним чином;
- початкові значення коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$ функціональних параметрів приводу однієї фізичної природи і діапазони їх можливих змін зберігаються у порівняно вузьких діапазонах у вибірках аналогічних виробів;
- найбільш суттєвий вплив на зміни коефіцієнтів варіації функціональних параметрів приводу має кількість блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$.

Характерні зміни коефіцієнта варіації v_{y_i} функціонального параметра приводу проаналізуємо на прикладі зміни коефіцієнта його варіації, рис. 5.7.

На осі напрацювання t можна виділити чотири характерні ділянки:

- I – ділянка нестабільної зміни коефіцієнта варіації функціонального параметра з напрацюванням $v = f(t)$; коефіцієнт варіації, як правило, зменшується залежно від початкового стану поверхонь тертя частин, які переміщуються одна відносно одної;
- II – ділянка, яка характеризується стабілізацією процесу функціонування приводу; на цій ділянці $v \equiv \text{const}$;
- ділянка III – коефіцієнт варіації $v = f(t)$ збільшується з напрацюванням; у приводі відбуваються невідомні зміни стану поверхонь тертя, геометричних параметрів деталей та вузлів;
- ділянка IV – швидкість зміни коефіцієнта $v = f(t)$ варіації зростає з напрацюванням; ця ділянка відповідає фазі інтенсифікації деградаційних процесів у приводі, як правило, ділянка IV фізично відповідає переходу приводу у непрацездатний стан.

Аналіз показаної на рис. 5.7 залежності $v = f(t)$ свідчить, що у випадку, коли ресурс приводу обмежено величиною напрацювання t_2 (або відповідною кількістю спрацювань n_{t_2}), на етапі проектування приводу у першому

наближенні можна прийняти коефіцієнт варіації $v_{y_{i0}} \approx v_{y_{in}} \approx \text{const}$, який отримають шляхом узагальнення досвіду експлуатації приводів-аналогів.

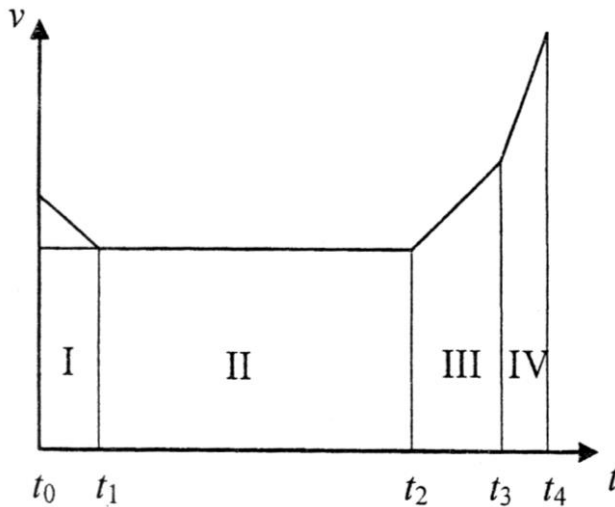


Рисунок 5.7 – Зміна коефіцієнта варіації приводу з електромагнітним клапаном з однопозиційним штовхачем

У загальному випадку за даними відпрацювань та ресурсних випробувань виробів аналогів для кожного функціонального параметра y_i проектованого приводу можна побудувати емпіричну функцію $v_{y_{in}} = f_{y_{in}}(n_{\text{бц}})$, яка поєднує коефіцієнти варіації $v_{y_{in}}$ y_i -го функціонального параметра приводу з напрацюванням (кількістю блок-циклів спрацювань N).

За даними статті [34] зміни математичного очікування функціональних параметрів такого приводу, у першому наближенні, можуть бути описані степеневими або навіть лінійними функціями вигляду:

а) у разі обмеження y_i параметра зверху

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta, \quad (5.56)$$

або при $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}; \quad (5.56 a)$$

б) у разі обмеження y_i параметра знизу

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta, \quad (5.57)$$

або при $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}, \quad (5.57 a)$$

де k_{y_i} – коефіцієнт, що відображає швидкість зміни y_i -го функціонального параметра приводу з напрацюванням.

Для прогнозування очікуваного значення коефіцієнта варіації $v_{y_{in} \ y_i}$ -го параметра проектного приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювання необхідно враховувати тільки ті зміни коефіцієнта варіації, що є негативною тенденцією (збільшення $v_{y_{i0}}$ з напрацюванням $n_{\text{бц}}$)

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} \left(1 + \frac{\Delta v_{y_{in}} + \Delta v_{y_{iR}}}{v_{y_{i0}}} \right), \quad (5.58)$$

де $\frac{\Delta v_{y_{in}} + \Delta v_{y_{iR}}}{v_{y_{i0}}}$ – відносний сумарний приріст коефіцієнта варіації v_{y_i} параметра y_i після напрацювання $n_{\text{бц}}$ блок-циклів.

Підставивши наведені значення $m_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$ у рівняння (5.51) або (5.51 а), отримаємо

а) для випадку обмеження y_i параметра зверху значенням $[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^{\text{Б}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3} - [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^{\beta}]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^{\Sigma}) [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^{\beta}]}; \quad (5.59)$$

б) для випадку обмеження y_i параметра знизу значенням $[y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^{\text{Н}} = \frac{[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^{\beta}] - [y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^{\Sigma}) [m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^{\beta}]}. \quad (5.60)$$

У разі можливості апроксимації зміни математичного очікування $m_{y_{in}}$ параметра y_i і його коефіцієнта варіації $v_{y_{in}}$ лінійними функціями від кількості блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$ маємо

а) для випадку обмеження y_i параметра зверху значенням $[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^{\text{Б}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3} - [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^{\Sigma}) [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}]}; \quad (5.59 \text{ а})$$

б) для випадку обмеження y_i параметра знизу значенням $[y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^{\text{Н}} = \frac{[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}] - [y_i]_{\text{Н}}^{\Gamma 3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^{\Sigma}) [m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}]}. \quad (5.60 \text{ а})$$

З використанням виразів (5.59), (5.60) або (5.59 а), (5.60 а) для кожного y_i -го функціонального параметра приводу може бути виконана оцінка імовірності невиходу його значення за допустиму межу. Функціональний параметр, якому відповідає мінімальне значення $P(t)$, може розглядатися як параметр, що лімітує безвідмовність проектного приводу.

Аналогічним чином можуть бути визначені коефіцієнти запасу працездатності проектного приводу за його вихідними функціональними параметрами.

Розглянемо випадок обмеження y_i функціонального параметра зверху. Приведемо вираз (5.51) до безрозмірної форми, поділивши чисельник і знаменник на $m_{y_{in}}$. Тоді «рівняння зв'язку» набуде вигляду

$$u_{y_{in}} = \frac{\eta_{y_{in}} - 1}{v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}. \quad (5.61)$$

Розв'язавши рівняння (5.61) відносно $\eta_{y_{in}}$ для граничної умови $u_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{\Gamma 3}$, отримаємо

$$\eta_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{\Gamma 3} v_{y_{in}} + 1. \quad (5.62)$$

Рівняння (5.62) дає можливість за відомими значеннями коефіцієнта варіації y_i функціонального параметра приводу $v_{y_{in}}$ визначити коефіцієнт запасу працездатності приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів напрацювання або коефіцієнт запасу працездатності приводу після виробітку встановленого ресурсу n_p , якщо $n_{\text{бц}} = n_p$.

Тоді початковий запас працездатності клапана за y_i функціональним параметром визначиться, як

$$\eta_{y_{i0}} = \eta_{y_{in}} + \Delta\eta_{y_{in}}, \quad (5.63)$$

де $\Delta\eta_{y_{in}} = f(n_{\text{бц}})$ – зменшення запасу працездатності приводу за y_i функціональним параметром внаслідок експлуатаційних змін його технічного стану під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу.

З виразу (5.63) випливає $\Delta\eta_{y_i} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}}{m_{y_{i0}}} - \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3}}{m_{y_{in}}}$, або

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\Gamma 3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{in}} m_{y_{i0}}}. \quad (5.64)$$

З урахуванням того, що $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta$, отримаємо

$$\Delta \eta_{i_n} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T}3} k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta}. \quad (5.64 \text{ а})$$

Підставивши у формулу (5.63) вирази (5.62) і (5.64), отримаємо шукане значення запасу працездатності приводу для початкового перерізу процесу $\eta_{y_{i0}}$:

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{\text{T}3} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T}3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{in}} m_{y_{i0}}}. \quad (5.65)$$

Для випадку, коли зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}}$, то

$$\Delta \eta_{i_n} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T}3} k_{y_i} n_{\text{бц}}}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} k_{y_i} n_{\text{бц}}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T}3} k_{y_i} n_{\text{бц}}}{m_{y_{i0}} (m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}})}. \quad (5.66)$$

Аналогічним чином можна отримати формули для розрахунку значення запасу працездатності приводу. Зазначимо, що для визначення параметричного коефіцієнта запасу працездатності за y_i функціональним параметром на етапі проектування необхідні такі статистичні дані:

- відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$;
- дані про прогнозовані значення $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у розрізі процесу, що відповідає напрацюванню $n_{\text{бц}}$;
- відповідності про характер зміни функціональних параметрів із напрацюванням $m_{y_{in}} = f(n_{\text{бц}})$.

Ці дані визначаються на підставі узагальненого досвіду експлуатації приводів-аналогів, а також за результатами ресурсних випробувань дослідних зразків приводів, що проектується.

Запитання для самоконтролю

1. Які основні завдання прогнозування?
2. Яким чином змінюється надійність приводу?
3. Які методи використовуються при прогнозуванні надійності?
4. Яким чином доопрацювання впливає на надійність приводу?

5. Як змінюється надійність приводу в процесі експлуатації?
6. Які припущення приймають при розробці моделі зростання надійності приводу в процесі виробництва та доопрацювання?
7. Перелічіть вихідні дані, які необхідні для прогнозування надійності приводу методом марківської апроксимації.
8. У яких випадках доцільно використовувати метод експертних оцінок для прогнозування надійності приводу?
9. Яким чином встановлюють узгодженість експертних оцінок?
10. Які потрібно вихідні дані для розрахунку значення запасу працездатності приводу?
11. Внаслідок чого відбувається зменшення запасу працездатності приводу за y_i функціональним параметром?
12. Яким чином визначають коефіцієнти запасу працездатності проектного приводу за його вихідними функціональними параметрами?

РОЗДІЛ 6

ОСНОВИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ

6.1. Задачі технічного діагностування

Основною метою технічного діагностування є підвищення надійності гідравлічних приводів і зменшення витрат на їх експлуатацію. Розв'язання цієї проблеми може бути вирішено шляхом раннього виявлення несправностей і попередження їх розвитку в процесі експлуатації. Завданнями технічного діагностування є такі:

- виявлення несправностей;
- знаходження причин відмов гідроприводів та гідропристроїв;
- визначення фактичного технічного стану гідроприводу в даний момент часу;
- виявлення необхідності регулювання або заміни окремих вузлів;
- встановлення необхідності поточного або капітального ремонтів;
- оцінювання якості виконання робіт при технічному обслуговуванні і ремонті;
- передбачення, з певною імовірністю, зміни фактичного технічного стану для будь-якого моменту часу, тобто прогнозування залишку ресурсу вузла або приводу на підставі аналізу відмов.

Однією з ключових задач технічного діагностування – розпізнавання стану гідроприводу, яке здійснюється зазвичай в умовах обмеженої інформації. Ці обмеження пов'язані передусім з тим, що діагностування гідроприводу або гідропристрою повинно здійснюватися без його розбирання.

Використання систем технічного діагностування гідроприводів дозволяє застосовувати прогресивний метод технічного обслуговування і ремонту за потребою (за технічним станом). Це є другим важливим завданням технічного діагностування, вирішення якого дозволяє зменшити кошти на експлуатацію гідроприводу.

Вирішення завдань технічного діагностування пов'язано з прогнозуванням надійності на найближчий період експлуатації. При цьому забезпечення високого рівня надійності під час експлуатації досягається завдяки комплексу діагностичних заходів. Таким чином актуальною стає проблема прогнозування зміни технічного стану гідравлічних приводів і на цій основі удосконалення методів технічного обслуговування та ремонту, впровадження прогресивних методів експлуатації за технічним станом.

Розв'язання завдань технічного діагностування як процесу визначення стану гідроприводу і гідропристроїв дозволяє:

- повніше використовувати ресурс вузлів, агрегатів і гідроприводу у цілому;
- виключити необхідність розбирання вузлів;
- зменшити час простою обладнання, пов'язаний з несправностями гідроприводу шляхом прогнозування та попередження відмов;
- знизити трудомісткість ремонту і технічного обслуговування за рахунок скорочення розбірно-складальних робіт;
- підвищити економічні показники роботи машини і технологічного обладнання.

Технічне діагностування виконує три основні функції: отримання інформації про технічний стан гідроприводу; обробка та аналіз отриманої інформації; підготовка або прийняття рішення щодо обсягу і терміну обслуговування та ремонту гідроприводу.

6.2. Види технічного стану гідроприводів

Гідравлічні приводи машин є складними гідромеханічними системами, що мають великий вплив на забезпечення працездатності машини у цілому. Така система гідроприводу в процесі експлуатації може знаходитися у множині станів E , які розподіляються на дві підмножини: підмножину справних станів E' та підмножину несправних станів E'' . Перехід з одного стану в інший відбувається внаслідок певних експлуатаційних змін та несправностей.

Можливі несправності в гідроприводі поділяють на несправності гідроагрегатів, які визначаються як недопустимі кількісні зміни будь-якого параметра агрегату внаслідок незворотних фізико-хімічних змін або руйнувань, і несправності гідроприводу, які викликані недопустимими кількісними змінами функціональних параметрів або змінами структурних зв'язків між функціональними ділянками гідроприводу.

Відповідно до ГОСТ 20911-75 розрізняють несправність, працездатність і правильність функціонування об'єкта діагностування. Стосовно гідроприводу, справний стан буде забезпечено, коли всі його елементи будуть цілком відповідати відповідним технічним вимогам або технічним умовам (ТУ). Працездатним станом гідроприводу є такий, коли вихідні параметри і характеристики для усіх можливих режимів експлуатації повністю відповідають відповідному ТУ. При цьому в окремих елементах гідроприводу можливі несправності, які не впливають на вихідні параметри.

Можливість виявлення зміни технічного стану гідравлічного приводу на ранніх стадіях їх виникнення обумовлена достатньою параметричною надмірністю та повільним перебігом процесів, які знижують працездатність. Параметрична надмірність обумовлена специфікою вибору потужності гідравлічних приводів машин, необхідної для забезпечення характеристик виконавчих механізмів, коефіцієнтів статичної міцності і опору втоми конструкційних елементів гідравлічних приводів, а також прийнятою системою багатократного резервування найважливіших елементів гідроприводів, які забезпечують виконання важливих функцій машин або пов'язаних з безпекою людини. Наприклад, у гідросистемах ракетної техніки забезпечується три- і чотирикратне резервування гідроживлення споживачів, відмови яких впливають на безвідмовність функціонування.

У цілому підмножина справних станів гідроприводу E' включає всі стани, при яких гідропривід виконує покладені на нього функції, а його вихідні параметри і характеристики повністю відповідають ТУ. Кожен зі станів у цій підмножині відрізняється ступенем або запасом працездатності, який характеризується наближенням стану гідроприводу до гранично допустимого. Перехід з одного стану в інший у підмножині E' обумовлено виникненням змін у гідроприводі, які не приводять до виходу її параметрів за межі ТУ, тобто не викликають її перехід до стану E'' . Підмножина E'' включає стани, в яких у гідроприводі виникають несправності, що призводять до збільшення (зменшення) функціональних параметрів порівняно з вимогами ТУ або втрати гідроприводом працездатності. Потужність підмножини E'' визначається кількістю несправностей, які можна визначити за відповідними ознаками.

Встановлено, що характерними видами технічного стану гідроприводів, які входять до підмножини E'' , є: тиск у напірному трубопроводі гідроприводу не відповідає ТУ; тиск у зливному трубопроводі перевищує допустимий; подача насосів менше допустимої; зовнішня негерметичність перевищує

допустиму; внутрішня негерметичність перевищує допустиму; пульсація тиску за насосом перевищує допустиму; кількість робочої рідини у гідравлічному баку менше допустимої; сили тертя у виконавчих механізмах перевищують допустимі; втрати тиску у гідроприводі перевищують допустимі; забрудненість робочої рідини перевищує допустиму; температура робочої рідини перевищує допустиму тощо.

Працездатність гідроприводу значною мірою залежить від фізико-хімічного стану робочої рідини, наприклад, в'язкості. Процес діагностування можливого стану гідроприводу за допомогою підмножин E' і E'' можна поділити на два етапи.

На першому етапі встановлюється належність технічного стану гідроприводу до однієї з підмножин: E' або E'' . Цей етап зазвичай називають «визначенням працездатності». Аналіз стану гідроприводу у підмножині E' дозволяє визначити характер або ступінь зміни його працездатності та в деяких випадках передбачити момент переходу стану гідроприводу в підмножину E'' , а отже, здійснити прогнозування зміни його технічного стану. Точність прогнозування значною мірою визначається знанням умов експлуатації гідроприводу, закономірностей фізичних процесів, що відбуваються в ньому, і можливістю контролю показників (ознак), що характеризують зміну його технічного стану в процесі експлуатації.

На другому етапі визначають причину потрапляння гідроприводу в підмножину E'' , якщо на першому етапі встановлено вихід його параметрів за межі ТУ. Цей етап називають пошуком несправності, яка виникла, або пошуком елемента, який відмовив, що для систем гідроприводів є одним з важливих завдань діагностування.

Таким чином, завдання перевірки справності, працездатності, правильності функціонування та пошуку несправностей є окремими випадками загальної задачі діагностування гідравлічного приводу.

6.3. Види технічного діагностування

Залежно від способу отримання інформації про стан гідроприводу розрізняють два види технічного діагностування: тестове і функціональне. При тестовому діагностуванні на вхід об'єкта діагностування подаються спеціальні тестові впливи та за реакцією гідроприводу на них оцінюють його технічний стан. Тестові впливи можуть подаватися на основні входи гідроприводу, тобто на входи, які застосовуються при використанні гідроприводу за призначенням, і

на додаткові входи, які організовують спеціально для діагностування.

При функціональному діагностуванні впливи, які надходять на основні входи гідроприводу, задані його робочим алгоритмом функціонування, а отже, не можуть бути вибраними, виходячи з умови ефективної організації процесу діагностування. Ці впливи називають робочими.

Оцінка технічного стану гідроприводів машин, їх окремих функціональних ділянок та елементів при експлуатації у більшості випадків здійснюється методами функціонального діагностування при різних експлуатаційних режимах роботи. На принципах функціонального діагностування основана робота систем вбудованого контролю, якими оснащено більшість систем гідравлічних приводів машин. На підставі методів функціонального діагностування здійснюється перевірка правильності функціонування гідроприводів при плановому технічному обслуговуванні машини або після виконання ремонтних робіт.

Методи тестового діагностування використовуються для оцінювання технічного стану окремих гідроагрегатів при встановленні їх на спеціальні стенди для проведення досліджень. Така перевірка вихідних параметрів гідроагрегатів на відповідність ТУ здійснюється зазвичай для нових, тільки що виготовлених гідроагрегатів, та гідроагрегатів, що надійшли з капітального ремонту. Тестове діагностування застосовується також при перевірці мікропроцесорних систем, що вбудовуються у системи гідравлічного приводу.

6.4. Діагностичні параметри гідроприводів

Для визначення дійсного стану гідроприводу необхідно визначити які параметри і яким чином необхідно перевіряти, а також які засоби при цьому використовувати.

Параметри стану гідроприводу – це фізичні величини, що характеризують його працездатність або справність і які змінюються в процесі його роботи.

Діагностичною ознакою (параметром) називають ознаку об'єкта, що діагностується, яку використовують у встановленому порядку для визначення технічного стану об'єкта.

Кожна конкретна несправність гідроприводу характеризується однією або декількома зовнішніми ознаками її прояву. В одному випадку ознаки вказують безпосередньо на конкретну несправність, в іншому – характеризують її тільки опосередковано. У процесі діагностування гідроприводів для оцінювання їх технічного стану використовують як структурні, так і опосередковані ознаки.

Структурні параметри гідроприводів безпосередньо характеризують працездатність елементів і гідроприводу в цілому (зазори, зношення, натяги у з'єднаннях, геометрична форма тощо). Зміна структурних параметрів пов'язана зазвичай з необхідністю розбирання вузлів та агрегатів. Контроль за структурними параметрами широко використовується при ремонті (дефектація).

Зміна структурних параметрів супроводжується зміною параметрів робочого процесу гідроприводу (тиск і витрата робочої рідини, температура робочої рідини, час переміщення штока гідроциліндра тощо). Якщо параметри робочих процесів мають деякий функціональний зв'язок зі структурними параметрами приводу та характеризують його технічний стан, то вони можуть бути віднесені до діагностичних параметрів, які опосередковано характеризують працездатність або справність приводу. Опосередкованими діагностичними ознаками можуть служити акустичні сигнали, зміна температури корпусних деталей і робочої рідини, зміна тиску в системі, наявність у робочій рідині продуктів зношення, параметри, які характеризують динамічні якості системи, тощо. Перевагою опосередкованих діагностичних параметрів перед структурними є те, що їх контроль зазвичай не потребує розбирання агрегатів та може здійснюватися в процесі роботи гідроприводу.

Можна також виділити в окрему групу вихідні параметри приводу, які визначають його працездатність згідно зі встановленими ТУ. Зазвичай ці параметри можуть бути виміряні тим або іншим способом. Контроль вихідних параметрів дає відповідь на питання про працездатність приводу, однак не визначає місця та виду пошкодження, яке призвело до відмови.

Контроль структурних параметрів дозволяє фіксувати пошкодження, які призводять чи можуть призвести до відмови приводу. Величина зношення, деформації, ступінь корозії тощо також є діагностичними ознаками, за якими можна зробити висновок про технічний стан приводу. Вони є першопричиною відмови і пов'язані з вихідними параметрами функціональною залежністю. Оскільки цих ознак у складному гідроприводі досить багато, то їх одночасна реєстрація не є необхідною. Тому контроль пошкоджень є зазвичай другим етапом діагностування гідроприводу після контролю його вихідних параметрів, коли необхідно встановити причини втрати приводом працездатності та здійснити пошук дефекту.

Контроль працездатності приводу за опосередкованими параметрами найбільш поширений і проводиться у тому випадку, коли безпосереднє

вимірювання вихідних параметрів натрапляє на великі труднощі. Ці ознаки повинні бути функціонально пов'язані з працездатністю приводу та відображати зміну в часі його технічного стану.

За обсягом і характером інформації, яка передається, діагностичні параметри поділяються на окремі (власні) та загальні (або узагальнені), а також на взаємопов'язані та незалежні.

Окремий діагностичний параметр вказує на цілком визначену несправність гідроприводу або гідроагрегату. Так, зміщення межі спрацювання запобіжного клапана безпосередньо вказує на проблеми, пов'язані з його регулюванням.

При технічному діагностуванні гідроприводів машин та технічного обладнання часто доводиться проводити оцінку стану окремих гідроагрегатів за узагальненими параметрами.

Узагальнений – це такий діагностичний параметр, який характеризує технічний стан гідроприводу (або гідроагрегату) у цілому. Так, зміна швидкості вихідної ланки гідродвигуна характеризує його загальний технічний стан, однак не вказує, що саме є причиною цього стану (зношення ущільнення поршня, гільзи циліндра або зміна витрати робочої рідини). Використання узагальнених параметрів стану дозволяє значною мірою знизити трудомісткість діагностування, особливо при неплановому технічному обслуговуванні.

Незалежні параметри самостійно вказують на конкретну несправність. Взаємозалежні діагностичні параметри самостійно (по одному) не визначають несправність. Це можна здійснити тільки одночасною реєстрацією декількох параметрів. Наприклад, зношення ущільнень поршня гідроциліндра можна визначити шляхом одночасного вимірювання кількості рідини, яка надходить до гідроциліндра, швидкості переміщення штока, температури робочої рідини, тиску у напірній та зливній магістралях.

Кількісною мірою параметра стану є його значення, яке може бути номінальним, нормальним та граничним.

Значення параметра технічного стану гідроприводу (гідроагрегату) на початку експлуатації називають номінальним: зазор у з'єднанні, тиск регулювання клапана, витрата робочої рідини тощо.

Допустиме значення параметра – значення, при якому забезпечується безвідмовна робота гідроприводу до наступного обслуговування при високих техніко-економічних показниках. Багато параметрів гідроприводів, які характеризують його технічний стан, мають два допустимі значення. Одне з

них розраховують, виходячи з необхідності забезпечення надійної роботи гідроприводу до відповідного наступного технічного обслуговування, а інше – до наступного ремонту. Значення параметра, яке не виходить за межі допустимих величин, називають нормальними. Вони знаходяться у діапазоні між нормальними і допустимими величинами.

Граничне значення параметра – найбільше або найменше, яке може мати працездатний гідроагрегат. При виході значень параметрів за граничні подальша експлуатація агрегату або приводу без проведення ремонту неприпустима внаслідок різкого збільшення інтенсивності зношення контактуючих деталей, надмірного зниження продуктивності машини або порушення вимог техніки безпеки. Досягнення граничного значення будь-якого з параметрів означає, що ця складова частина машини знаходиться у граничному стані. Ці значення встановлюють на підставі відповідних критеріїв: технічних, техніко-економічних, технологічних.

Технічні критерії передбачають випадки, коли деталі, які досягли свого граничного стану, не можуть більше виконувати свої функції з технічних причин, або коли подальша експлуатація приводу призводить до аварійної відмови. Техніко-економічні критерії визначають граничний стан приводу у тому випадку, коли у результаті зміни технічного стану змінюються деякі властивості приводу, знижується ефективність його використання. Технологічні критерії характеризують різке погіршення якості виконання робіт внаслідок граничного стану робочих органів машини.

Для діагностування гідроприводів та їх елементів є достатньо велика кількість параметрів (ознак), за якими можна робити висновки про технічний стан приводу. Однак недоцільно надмірно розширювати номенклатуру цих параметрів. Необхідно мати на увазі, що, з одного боку, збільшення кількості ознак приводить до зростання обсягу інформації про стан приводу, а з іншого – до ускладнення системи контролю та збільшення похибки вимірювання.

При виборі та обґрунтуванні основних діагностичних параметрів гідроприводів необхідно враховувати їх достатність для достовірного визначення технічного стану приводу, основні причини і частоту відмов його агрегатів, ознаки їх прояву. Обов'язково потрібно враховувати також характеристики взаємних статистичних зв'язків ознак, які відображають взаємозв'язки між різними процесами у приводі. Знання взаємних статистичних зв'язків дозволить за необхідності встановлювати значення одних параметрів за значеннями інших.

До діагностичних параметрів гідроприводів пред'являються такі вимоги: однозначність; стабільність; широта поля вимірювання; доступність; зручність вимірювання; зручність обробки результатів вимірювання; точність; інформативність; технологічність тощо.

Вимога однозначності передбачає дотримання умови, при виконанні якої кожному значенню функціонального параметра діагностованого гідроприводу відповідає єдине значення діагностичного параметра. Вимога стабільності встановлює можливу величину відхилення діагностичного параметра від свого середнього значення при незмінних значеннях структурних параметрів та умов їх вимірювання. Вимога широти вимірювання встановлює діапазон зміни діагностичного параметра, яка відповідає заданій величині зміни структурного параметра. Чим більший діапазон зміни діагностичного параметра, тим більша його інформативність. В першу чергу необхідно приділяти увагу параметрам, що характеризують найбільш часто повторювані відмови. Вибраний діагностичний параметр повинен нести найбільшу інформацію про технічний стан діагностованого гідроагрегату.

Основними параметрами, за якими здійснюється діагностування гідроприводів у цілому, гідромашин, гідророзподільників, гідроциліндрів, клапанів та інших гідроагрегатів і гідропристроїв, є:

- тривалість робочого циклу;
- об'ємний ККД (витоки робочої рідини);
- амплітуда пульсацій тиску;
- параметри вібраційної характеристики;
- рівень шуму;
- максимальний тиск у гідросистемі;
- усталена температура робочої рідини;
- усталена температура корпусних деталей;
- інтенсивність нагрівання;
- ефективна (гідравлічна) потужність;
- концентрація продуктів зношення та абразиву у робочій рідині;
- інтенсивність наростання або зниження тиску;
- ступінь вакууму у магістралі всмоктування;
- частота обертання ротора;
- характер зміни частоти обертання ротора;
- зусилля опору переміщення виконавчого механізму;
- перепад тиску;

- час переміщення штока на довжину, яка задається;
- усадка штока за інтервал часу, який задається;
- тиск спрацювання;
- гальмівний шлях виконавчого механізму;
- ступінь засміченості фільтрів;
- параметри стану робочої рідини (в'язкість, наявність води, кислотне число тощо).

Необхідно зазначити, що більшість з наведених діагностичних параметрів гідроприводів є похідними (розрахунковими) від деякого ряду параметрів функціонування гідроприводів, які піддаються вимірюванню. До найбільш характерних діагностичних параметрів, які реєструються, належать:

- тиск робочої рідини;
- перепад тиску;
- ступінь вакууму;
- пульсація тиску;
- витрата робочої рідини;
- рівень робочої рідини в баку;
- температура робочої рідини;
- температура корпусних деталей;
- час;
- переміщення лінійне;
- переміщення кутове;
- положення рухомих елементів;
- частота обертання ротора;
- зусилля;
- крутний момент;
- рівень шуму;
- вібраційні характеристики;
- параметри робочої рідини.

6.4.1. Вибір діагностичних параметрів. Вибір та оптимізація сукупності діагностичних параметрів для контролю технічного стану гідравлічних приводів є одним з основних завдань при розробці систем їхнього діагностування. Для його вирішення широко використовуються діагностичні моделі гідравлічних приводів, які описані нижче. Так, вводячи у логічну або функціональну схему досліджуваної системи гідроприводу з розщепленими параметрами можливі при експлуатації варіанти

несправностей, одержуємо для кожного випадку сукупність вихідних параметрів логічних блоків системи $\{z_i\}$, що набувають значення «1» або «0» залежно від відповідності значення вимогам ТУ. Далі за отриманими значеннями z_i складається таблиця функцій несправностей (ТФН) [19], аналіз якої з використанням умов мінімізації булевих функцій дозволяє визначити мінімальну сукупність діагностичних параметрів для оцінки технічного стану системи гідроприводу і знаходження в ній елемента, що відмовив.

Для знайдення оптимальної сукупності діагностичних параметрів, що дозволяють визначити виникнення несправності у системі гідроприводу, необхідно для основних режимів роботи системи побудувати ТФН. Для цього за допомогою функціональної схеми системи з розщепленими параметрами аналізують зміни параметрів цієї системи при виникненні типових несправностей у її елементах (гідроагрегатах) в процесі експлуатації. Для складної системи гідроприводу умови зображення її елементів у вигляді логічних блоків виконуються не повністю, тому підставою для аналізу повинні служити не формальні правила проходження сигналу в логічних схемах, а результати експериментальних і теоретичних досліджень впливу можливих несправностей на вихідні параметри та працездатність конкретних агрегатів й елементів, що входять у систему гідроприводу, а також функціональні параметри системи.

Аналіз отриманих ТФН дозволяє визначити мінімальну сукупність діагностичних ознак для оцінки функціонування гідроприводу і знаходження елемента, який відмовив. При цьому мінімальна сукупність діагностичних параметрів для оцінки справного або несправного стану гідроприводу повинна бути такою, щоб при виникненні будь-якої можливої несправності у системі і переході її зі стану e_0 в один із станів e_{i-x} у відповідному стовпці ТФН навпроти хоча б одного з обраних діагностичних параметрів з'явилося значення «0». Таких мінімальних сукупних діагностичних параметрів для конкретного режиму роботи гідроприводу може бути декілька. У цьому випадку перевага віддається тим параметрам, контроль яких у процесі експлуатації може бути здійснений з мінімальними витратами, або тим, для яких існують добре розроблені технічні засоби контролю, що мають високу надійність.

Численні дослідження гідравлічних приводів машин показують, що для визначення їх технічного стану достатньо контролювати параметри, які

оцінюють роботу ділянки гідравлічного живлення та вихідний функціональний параметр приводу (час виконання робочих операцій, максимальне зусилля або момент на вихідному валу приводу та ін.).

6.5. Властивості діагностичних ознак

Вибрані діагностичні ознаки повинні утворювати повну систему для забезпечення достовірного визначення технічного стану гідравлічного приводу. При їх виборі необхідно обов'язково враховувати характеристики взаємних статистичних зв'язків ознак, які відображають взаємозв'язки між різними фізичними процесами в гідроприводі. Знання взаємних статистичних зв'язків ознак дозволяє при необхідності встановлювати значення одних ознак за значеннями інших. Взаємопов'язані ознаки часто називають структурними.

При оптимізації номенклатури діагностичних ознак для оцінювання технічного стану гідравлічних приводів машин необхідно надавати перевагу тим ознакам, які мають найбільшу діагностичну цінність, дозволяють виявляти несправність на найбільш ранніх стадіях їх розвитку та які зручно визначати, вимірювати у процесі експлуатації та обробляти при аналізі. При цьому необхідно зазначити, що вибір й оптимізація діагностичних ознак залежать від обраного методу діагностування і є надзвичайно складним та відповідальним завданням.

Найбільш загальний підхід до вибору діагностичних ознак для оцінки технічного стану гідравлічних приводів полягає в аналізі втрат інформації, пов'язаних з неповнотою контролю параметрів [43].

Центральне місце у теорії інформації займає поняття «ентропія системи», яка визначає ступінь її невизначеності. Ентропія $H(E)$ системи E , яка має n можливих станів з імовірностями їх виникнення $P(E_1), P(E_2), \dots, P(E_n)$, визначається як

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log \frac{1}{P(E_i)} = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log P(E_i). \quad (6.1)$$

У формулі (6.1) логарифм може бути взятий при будь-якій основі, оскільки зміна основи логарифма приводить тільки до появи множника, тобто до зміни одиниці вимірювання.

Часто ентропію системи розраховують за двійковими логарифмами. Тоді

$$H(E) = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i). \quad (6.2)$$

У цьому випадку як одиницю ентропії приймають ступінь невизначеності

системи, який має два можливих рівноімовірних стани. Ця одиниця вимірювання називається двійковою одиницею або бітом.

Ентропія системи є середнім значенням ентропій окремих її станів:

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) H(E_i). \quad (6.3)$$

У рівнянні (6.3) $H(E_i)$ є оцінкою невизначеності окремого стану системи та визначається згідно із залежністю

$$H(E_i) = \log_2 \left(\frac{1}{P(E_i)} \right). \quad (6.4)$$

Ентропія системи, яка має n рівноімовірних станів, визначається за формулою

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 \frac{1}{P(E_i)} = n \frac{1}{n} \log_2 n = \log_2 n. \quad (6.5)$$

Ентропія складної системи, яка складається з систем A і B , розраховується за формулою

$$H(AB) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i B_j) \log_2 P(A_i B_j), \quad (6.6)$$

де n і m – відповідно кількість можливих станів систем A і B .

Якщо системи A і B статистично незалежні, то ентропія системи AB дорівнює сумі ентропій систем A і B :

$$H(AB) = H(A) + H(B). \quad (6.7)$$

Якщо системи A і B статистично залежні, то ентропія складної системи AB може бути визначена із залежностей:

$$H(AB) = H(A) + H\left(\frac{B}{A}\right), \text{ або } H(AB) = H(B) + H\left(\frac{A}{B}\right), \quad (6.8)$$

де $H\left(\frac{B}{A}\right)$ і $H\left(\frac{A}{B}\right)$ – відповідно умовні ентропії системи B відносно системи A і системи A відносно системи B .

Умовна ентропія $H\left(\frac{B}{A}\right)$ є середнім (очікуваним) значенням системи B при різних можливих реалізаціях системи A :

$$H\left(\frac{B}{A}\right) = \sum_{i=1}^n P(A_i) H\left(\frac{B}{A_i}\right) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i) P\left(\frac{B_j}{A_i}\right) \log_2 P\left(\frac{B_j}{A_i}\right). \quad (6.9)$$

Умовна ентропія $H\left(\frac{B}{A}\right)$ характеризує статистичний зв'язок систем A і B .

Якщо такий зв'язок відсутній, то $P\left(\frac{B_j}{A_i}\right) = P(B_j)$ і $H\left(\frac{B}{A}\right) = H\left(\frac{B}{A}\right) = H(B)$, тобто залежності (6.8) перетворюються у (6.7).

При технічному діагностуванні інформацію про технічний стан системи визначають як різницю ентропій системи до і після отримання інформації. Якщо початкова ентропія системи дорівнює $H(E)$, а після отримання інформації $H^*(E)$, то внесена інформація

$$J = H(E) - H^*(E). \quad (6.10)$$

При діагностуванні гідравлічного приводу (системи E) інформацію про його технічний стан отримують за допомогою системи діагностування (системи K). Середня інформація або інформативність системи K відносно системи E визначається як

$$J_E(K) = H(E) - H\left(\frac{E}{K}\right). \quad (6.11)$$

Таким чином, інформація буде визначатися як різниця між початковою ентропією гідроприводу і його ентропією після того як стало відоме значення контрольованих діагностичних ознак та їх імовірнісний зв'язок з технічним станом об'єкта контролю. Оскільки системи E і K зв'язані, значення стану системи E змінить апіорну імовірність стану системи K . Наприклад, якщо гідропривід знаходиться у несправному стані, то імовірність надходження будь-яких сигналів від системи діагностування також зміниться. Таким чином маємо важливу для технічного діагностування властивість взаємності інформації, яка записується рівністю

$$J_E(K) = J_K(E), \quad (6.12)$$

де $J_K(E)$ – середня інформація, що міститься у системі E відносно системи K :

$$J_K(E) = H(K) - H\left(\frac{K}{E}\right). \quad (6.13)$$

Оскільки $H\left(\frac{K}{E}\right) = H(EK) - H(K)$, з виразу (6.11) слідує важливе співвідношення, яке часто використовується при діагностуванні складних систем:

$$J_E(K) = H(E) + H(K) - H(EK). \quad (6.14)$$

Співвідношення (6.14) з урахуванням імовірностей $P(E)$, $P(K)$ і $P(EK)$ може бути записане у вигляді

$$J_E(K) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(E_i K_j) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}. \quad (6.15)$$

Інформація про стан системи E_i , отримана в результаті контролю K ознак, визначається зі співвідношення

$$J_{E_i}(K) = \sum_{j=1}^m P\left(\frac{K_j}{E_i}\right) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}, \quad (6.16)$$

де $P\left(\frac{K_j}{E_i}\right)$ – умовна імовірність $P\left(\frac{K_j}{E_i}\right) = \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)}$.

Інформація, яку несе ознака K_j відносно стану E_i , визначається як

$$J_{E_i}(K) = \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}. \quad (6.17)$$

Приклад 6.1. Визначення ентропії систем. Є система, яка має два можливих стани (бінарна система). Імовірність першого стану є P , другого – $1 - P$. Ентропія бінарної системи $H = -\log_2 P - (1-P)\log_2(1-P)$. Вона досягає максимуму при $P = 0,5$, при цьому $H_{\max} = 1$ біт. Залежність H від P показана на рис. 6.1.

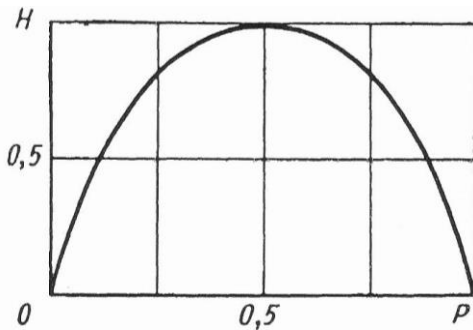



Рисунок 6.1 – Залежність ентропії бінарної системи від імовірності першого стану

Розглянемо систему, яка складається з n елементів, кожний з яких може мати m станів. Необхідно визначити максимально можливу ентропію системи. Для розв'язання цієї задачі необхідно знайти кількість можливих станів системи N . Якщо кожен елемент може мати m станів та стан одного елемента довільно поєднується зі станом інших, то при двох елементах можуть утворюватися $mm = m^2$ різних станів. У загальному випадку при n елементах кількість станів системи $N = m^n$.

Для ілюстрації на рис. 6.2 наведено різні стани системи з трьох елементів, кожен з яких має два можливих стани (загальна кількість станів дорівнює восьми).

Оскільки система має N станів, то максимально можлива ентропія системи $H_{\max} = \log_2 N = \log_2 m^n = n \log_2 m$.

Величина H_{\max} досягається при рівній імовірності усіх комбінацій (станів).

Елемент	Стан елемента	
1		
2		
3		
Код стану елемента	1	0

























Стани системи та їх коди							
			111				011
			110				010
			101				001
			100				000

Рисунок 6.2 – Стан системи з трьох елементів ($n = 3$), кожен з яких має два стани ($m = 2$)

Приклад 6.2. Необхідно визначити інформацію при оцінюванні технічного стану аксіально-поршневого насоса зі змінним видатком за пульсаціями тиску δp за насосом в магістралі нагнітання, який встановлено в гідравлічній системі автотранспорту. При експлуатації насосів цього типу встановлено, що зношення деталей вузла насоса, який качає, приводить до збільшення пульсацій тиску в магістралі нагнітання.

З 50 насосів, які досліджувалися, 35 знаходилися у справному стані (стан E'), а в інших 15 мало місце підвищене зношення деталей вузла, який качає (стан E''). При цьому амплітуда пульсацій тиску за насосом у магістралі живлення гідравлічної системи автотранспорту змінювалась від 0,8 до 4, МПа.

Розділимо діапазон зміни амплітуди пульсацій тиску на три ділянки: ділянка з амплітудою пульсацій тиску менше за 1 МПа, – $K_{\delta p_1}$; ділянка, на якій пульсація тиску становить 1...2 МПа, – $K_{\delta p_2}$; ділянка, на якій амплітуда пульсацій більша за 2 МПа, – $K_{\delta p_3}$.

При проведенні аналізу необхідно враховувати, що на пульсацію тиску в магістралі живлення також впливають інші фактори, в тому числі і надлишковий тиск у магістралі всмоктування насоса та технічний стан гідросистеми автонавантажувача (справність гідроаккумулятора тощо).

Результати технічного стану досліджуваних насосів та дані контролю пульсацій тиску в гідравлічній системі автонавантажувача, в яких були встановлені насоси, наведені у табл. 6.1.

Розраховані значення імовірностей $P(E_i K_{\delta p_j})$, $P(E_i)$ і $P(K_{\delta p_j})$, отримані за вихідними даними, зведені у табл. 6.2.

Таблиця 6.1. – Статистичні дані оцінки технічного стану насосів гідросистеми автонавантажувача

Амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення, δp МПа	Стан системи вимірювання пульсацій тиску	Стан вузла насоса, який качає	
		справний E'	підвищене зношення E''
Менша за 1,0	$K_{\delta p_1}$	20	0
1 ... 2	$K_{\delta p_2}$	10	3
Більша за 2,0	$K_{\delta p_3}$	5	12

Таблиця 6.2. – Характеристики імовірності оцінки технічного стану насосів гідросистеми автонавантажувача

E_i	$K_{\delta p_j}$			$P(E_i)$
	$K_{\delta p_1}$	$K_{\delta p_2}$	$K_{\delta p_3}$	
E_1	0,40	0,20	0,10	0,7
E_2	0	0,06	0,24	0,3
$P(K_{\delta p_j})$	0,40	0,26	0,34	–

Використовуючи формулу (6.15), розраховуємо середню інформацію стану вузла насоса, який качає, за результатами амплітуди пульсацій тиску в магістралі живлення гідросистеми автонавантажувача:

$$J_E(K) = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 P(E_i K_j) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i) P(K_j)} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[0,40 \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + 0,20 \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + 0,10 \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} + \right.$$

$$\left. + 0 \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} + 0,06 \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} + 0,24 \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,384.$$

Отримане значення середньої інформації стану вузла насоса, який качає, свідчить про те, що пульсація тиску в магістралі нагнітання неповною мірою характеризує його технічний стан.

Знайдемо значення інформації про справний стан вузла насоса, який качає, за результатами вимірювання амплітуди пульсацій тиску δp у магістралі живлення

$$\text{враховуючи, що } P\left(\frac{K_{\delta p_j}}{E_1}\right) = \frac{P(E_1 K_{\delta p_j})}{P(E_1)}:$$

$$\begin{aligned} J_{E_1}(K_{\delta p}) &= \sum_{j=1}^3 P\left(\frac{K_{\delta p_j}}{E_1}\right) \log_2 \frac{P(E_1 K_{\delta p_j})}{P(E_1)P(K_{\delta p_j})} = \\ &= \frac{1}{\lg 2} \left[\frac{0,40}{0,70} \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + \frac{0,20}{0,70} \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + \frac{0,10}{0,70} \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} \right] = 0,154. \end{aligned}$$

Визначимо інформативність значення пульсацій тиску в магістралі живлення як діагностичної ознаки несправного стану вузла насоса, який качає:

$$\begin{aligned} J_{E_2}(K_{\delta p}) &= \sum_{j=1}^3 P\left(\frac{K_{\delta p_j}}{E_2}\right) \log_2 \frac{P(E_2 K_{\delta p_j})}{P(E_2)P(K_{\delta p_j})} = \\ &= \frac{1}{\lg 2} \left[\frac{0}{0,30} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} + \frac{0,06}{0,30} \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} + \frac{0,24}{0,30} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,895. \end{aligned}$$

Проведемо оцінювання значення інформації про технічний стан вузла насоса, який качає, якщо відоме значення пульсацій тиску в магістралі живлення.

Якщо амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення менша 1 МПа, то

$$\begin{aligned} J_E(K_{\delta p_1}) &= \sum_{i=1}^2 P\left(\frac{E_i}{K_{\delta p_1}}\right) \log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_1})}{P(E_i)P(K_{\delta p_1})} = \\ &= \frac{1}{\lg 2} \left[\frac{0,40}{0,40} \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + \frac{0}{0,40} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} \right] = 0,515. \end{aligned}$$

Якщо амплітуда тиску в магістралі живлення становить 1...2 МПа, то

$$\begin{aligned} J_E(K_{\delta p_2}) &= \sum_{i=1}^2 P\left(\frac{E_i}{K_{\delta p_2}}\right) (\log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_2})}{P(E_i)P(K_{\delta p_2})}) = \\ &= \frac{1}{\lg 2} \left[\frac{0,20}{0,26} \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + \frac{0,06}{0,26} \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} \right] = 0,018. \end{aligned}$$

При амплітуді пульсацій тиску в магістралі живлення, більшого за 2 МПа

$$\begin{aligned} J_E(K_{\delta p_3}) &= \sum_{i=1}^2 P\left(\frac{E_i}{K_{\delta p_3}}\right) \log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_3})}{P(E_i)P(K_{\delta p_3})} = \\ &= \frac{1}{\lg 2} \left[\frac{0,10}{0,34} \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} + \frac{0,24}{0,34} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,503. \end{aligned}$$

Таким чином, найбільш детальну інформацію маємо, коли значення пульсацій тиску в магістралі живлення буде менше 1 МПа або більше 2 МПа (стан $K_{\delta p_1}$ та $K_{\delta p_3}$).

Проведемо оцінювання кількості інформації за результатами вимірювання амплітуди пульсацій тиску в магістралі живлення про несправний технічний стан вузла насоса, який качає.

При амплітуді пульсацій тиску в магістралі живлення, меншій 1 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_1}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} = -\infty.$$

При амплітуді пульсацій тиску 1...2 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_2}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} = -0,3786.$$

При амплітуді пульсацій тиску, більшій за 2 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_3}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} = -1,235.$$

З аналізу отриманих результатів можна зробити висновок, що найбільш детальну інформацію про технічний стан вузла насоса, який качає, отримуємо тоді, коли амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення менша за 1 МПа, оскільки в цьому випадку можна впевнено стверджувати, що вузол насоса, який качає, не може знаходитися у несправному стані.

Розглянемо більш детально основні властивості сукупності діагностичних ознак K , до яких у першу чергу необхідно віднести діагностичну цінність (вагу) та чутливість.

При діагностуванні гідроприводу область можливих значень параметра, який вимірюється (діагностичної ознаки), у більшості випадків розбивається на інтервали, і характерним є значення параметра у цьому інтервалі. У зв'язку з цим результат кількісного значення параметра, що вимірюється, може розглядатися як ознака, яка набуває декількох можливих станів (має декілька розрядів). Наприклад, тиск живлення у гідравлічних системах деяких вітчизняних літаків при відключених споживачах повинен бути $p_{\text{ж}} = 21,0^{+0,7}_{-1,0}$ МПа. Залежно від технічного стану системи тиск $p_{\text{ж}}$ у магістралі живлення може бути в межах або за межами ТУ, тобто у цьому випадку параметр $p_{\text{ж}}$ буде мати три розряди. Розряди (ознаки) часто називають інтервалами діагностування.

У загальному випадку m розрядна ознака K_j має m можливих станів: $k_{j_1}, k_{j_2}, \dots, k_{j_m}$. Якщо в результаті діагностування виявлено, що для цього стану гідроприводу ознака K_j має значення k_{j_s} , то це значення називають реалізацією ознаки.

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка вноситься ознакою у систему стану об'єкта діагностування. Як діагностичну вагу реалізації ознаки K_j

для стану E_i гідравлічного приводу приймають

$$D_{E_i}(k_{j_s}) = \log_2 \frac{P(E_i/k_{j_s})}{P(E_i)} = \log_2 \frac{P(k_{j_s}/E_i)}{P(k_{j_s})}, \quad (6.18)$$

де $P\left(\frac{E_i}{k_{j_s}}\right)$ – імовірність визначення стану E_i за умови, що ознака K_j набуде значення k_{j_s} ; $P(E_i)$ – апіорна імовірність діагнозу; $P\left(\frac{E_i}{k_{j_s}}\right)$ – імовірність потрапляння ознаки K_j в інтервал s для гідравлічного приводу у стані E_i ; $P(k_{j_s})$ – імовірність появи цієї ознаки у всіх гідравлічних приводів, які досліджуються і які мають різний технічний стан.

Приклад 6.3. Відповідно до регламенту технічного обслуговування середньо-магістрального літака в процесі експлуатації здійснюють перевірку технічного стану насосної станції гальмівної гідросистеми літака за часом зарядження гідроаккумулятора $\tau_{\text{зар}}$. На час зарядження гідроаккумулятора від насосної станції впливає загальний рівень внутрішніх витоків у гальмівній системі літака та технічний стан гідроаккумулятора. За ТУ час зарядки гідроаккумулятора від насосної станції при відсутності споживання енергії не повинен перевищувати 20 с.

На підставі обробки статистичних даних експлуатації групи літаків цього типу отримані такі імовірності характеристики значень ознаки, яка контролюється, для справного стану E' та несправного стану E'' стану насосної станції (табл. 6.3).

Таблиця 6.3. – Імовірнісні характеристики оцінки технічного стану насосних станцій

E	$\tau_{\text{зар}}$			$P(E)$
	$\tau_{\text{зар}} < 16 \text{ с}$	$16 \text{ с} < \tau_{\text{зар}} < 20 \text{ с}$	$\tau_{\text{зар}} > 20 \text{ с}$	
E'	0,60	0,30	0,10	0,80
E''	0	0,30	0,70	0,20
$P(k_{j_s})$	0,48	0,30	0,22	–

Час зарядження гідроаккумулятора гальмівної системи літака від насосної станції $\tau_{\text{зар}}$ є ознакою K_j , яка має три діагностичні інтервали. Значення $P(k_{j_s})$ визначається

$$\text{із співвідношення } P(k_{j_s}) = P(E')P\left(\frac{k_{j_s}}{E'}\right) + P(E'')P\left(\frac{k_{j_s}}{E''}\right).$$

Діагностична цінність інтервалів:

$$D_{E'}(k_{j_1}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_1}}{E'}\right)}{P(k_{j_1})} = \log_2 \frac{0,60}{0,48} = 0,32 ;$$

$$D_{E'}(k_{j_2}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_2}}{E'}\right)}{P(k_{j_2})} = \log_2 \frac{0,30}{0,30} = 0 ;$$

$$D_{E'}(k_{j_3}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_3}}{E'}\right)}{P(k_{j_3})} = \log_2 \frac{0,10}{0,22} = -1,14 ;$$

$$D_{E''}(k_{j_1}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_1}}{E''}\right)}{P(k_{j_1})} = \log_2 \frac{0}{0,48} = -\infty ;$$

$$D_{E''}(k_{j_2}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_2}}{E''}\right)}{P(k_{j_2})} = \log_2 \frac{0,30}{0,30} = 0 ;$$

$$D_{E''}(k_{j_3}) = \log_2 \frac{P\left(\frac{k_{j_3}}{E''}\right)}{P(k_{j_3})} = \log_2 \frac{0,70}{0,22} = 1,67 .$$

Аналіз отриманих результатів вказує, що діагностична вага другого інтервалу дорівнює 0, тобто якщо час зарядження гідроаккумулятора гальмівної системи від насосної станції становить 16...20 с, то оцінювати технічний стан насосної станції тільки за цією ознакою неефективно. Діагностична цінність першого інтервалу для несправного стану насосної станції прямує до $-\infty$, що заперечує за статистичними даними можливість несправного стану насосної установки.

Приклад 6.4. Нехай вимірюється параметр x , можливі значення якого знаходяться в межах $0 \leq x \leq 1$. Обстеження великої кількості об'єктів дозволило зробити висновок, що усі значення у вказаному діапазоні рівноімовірні, однак для об'єктів з діагнозом D_1 вони знаходяться у межах від 0,5 до 0,75. Необхідно визначити доцільне розбиття діапазону x на рівні діагностичні інтервали, причому результати обстеження повинні мати найбільшу діагностичну цінність для встановленого діапазону.

Розглянемо декілька випадків. Нехай діапазон x розбивається на два інтервали: $0-0,5$ і $0,5-1$. якщо обстеження за параметром x утворює ознаку k_1 , то наявність x у першому інтервалі становить ознака k_{11} , у другому – k_{12} . Очевидно, що $P(k_{11})=0,5$;

$P\left(\frac{k_{11}}{D_1}\right)=0$; $P(k_{12})=0,5$; $P\left(\frac{k_{12}}{D_1}\right)=1$. За перетвореною формулою (6.18) знаходимо

$$D_1(k_1) = \sum_{s=1}^2 P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right) \log_2 \left[\frac{P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right)}{P(k_{1s})} \right] = 0 + 1 \log_2 \left(\frac{1}{0,5} \right) = 1.$$

При розбитті на чотири діагностичні інтервали (0–0,25; 0,25–0,5; 0,5–0,75;

$$0,75–1) \text{ отримуємо } D_1(k_1) = \sum_{s=1}^4 P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right) \log_2 \left[\frac{P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right)}{P(k_{1s})} \right] = 0 + 0 + 1 \log_2 \left(\frac{1}{0,25} \right) = 2.$$

При розбитті на вісім діагностичних інтервалів (0–0,125; 0,125–0,25 і т.д.)

$$\text{отримуємо } D_1(k_1) = \sum_{s=1}^8 P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right) \log_2 \left[\frac{P\left(\frac{k_{1s}}{D_1}\right)}{P(k_{1s})} \right] = 0 + 0 + 0 + 0 + 0,5 \log_2 \left(\frac{0,5}{0,125} \right) = 2.$$

Таким чином діагностична цінність обстеження збільшилася вдвічі при переході від двох діагностичних інтервалів до чотирьох, а подальше збільшення інтервалів не приводить до зростання $D_1(k_1)$. Отриманий результат має загальний характер. Зі збільшенням кількості діагностичних інтервалів діагностична цінність ознаки зростає або залишається попередньою, однак аналіз результатів стає більш трудомістким. Крім того, збільшення кількості діагностичних інтервалів часто потребує використання додаткового статистичного матеріалу для отримання необхідної достовірності значення імовірностей інтервалів.

Чутливість діагностичної ознаки визначається ступенем зміни її значення при зміні структурних параметрів системи. Кількісно чутливість ознаки K_j оцінюється коефіцієнтом чутливості ν_j , який у першому наближенні може бути визначений з рівняння

$$\nu_j = \frac{\Delta k_{js}}{\Delta y_j}, \quad (6.19)$$

де y_j – структурний параметр об'єкта діагностування, пов'язаний з діагностичною ознакою залежністю $K_j = \varphi(y_j)$; Δy_j – зміна структурного параметра y_j ; Δk_{js} – приріст реалізації ознаки k_{js} .

Вочевидь, чим більша чутливість ознаки v_j , тим на більш ранніх стадіях розвитку несправностей у системі гідравлічного приводу вона може бути виявлена. Вихідні параметри системи, чутливість яких до зміни структурних параметрів мала, недоцільно вибирати як діагностичні ознаки.

6.6. Діагностичні моделі гідравлічних приводів

Оптимальне розв'язання задач діагностування гідравлічних приводів машин може бути здійснено тільки на основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень множини E станів, в яких вони можуть знаходитися під час експлуатації. Такі дослідження зручно проводити за допомогою аналітичного опису або графоаналітичного подання основних властивостей гідравлічних приводів як об'єктів діагностування, які називають діагностичними моделями. У загальному випадку під діагностичною моделлю системи гідроприводу розуміють формальний опис або графоаналітичне подання, яке відображає основні зміни, що відбуваються в об'єкті діагностування при експлуатації.

Як діагностичні моделі складних технічних систем можуть розглядатися диференціальні рівняння, логічні співвідношення, діаграми проходження сигналів, графи причинно-наслідкових зв'язків тощо.

При діагностуванні гідравлічних приводів машин як діагностичні моделі найбільш часто використовують аналітичні моделі і структурно-функціональні схеми, які дозволяють визначити функціональні зв'язки між структурними і вихідними параметрами гідроприводу, його окремими функціональними ділянками та агрегатами.

6.6.1. Аналітичні моделі. Вони знайшли широке застосування при дослідженні окремих агрегатів гідравлічних приводів і їх елементів.

У загальному випадку зв'язок між вихідними параметрами гідравлічного агрегату, який знаходиться у справному стані, його структурними (внутрішніми) параметрами і зовнішніми впливами у визначений момент часу може бути поданий у вигляді векторної функції

$$\mathbf{Z} = \Psi(\mathbf{X}, \mathbf{Y}_{\text{поч}}, t), \quad (6.20)$$

де \mathbf{Z} – вектор вихідних параметрів агрегату; $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$ – вектор початкових значень структурних параметрів агрегату; \mathbf{X} – вектор керуючих впливів; t – час.

Вираз (6.20) є системою передатних функцій справного гідроагрегату. За аналогією система передатних функцій для гідроагрегату, який знаходиться у q -му несправному стані, описується залежністю

$$\mathbf{Z}_q = \Psi_q (\mathbf{X}, \mathbf{Y}_{q \text{ поч}}, t). \quad (6.21)$$

При цьому вектор початкових значень внутрішніх змінних $\mathbf{Y}_{q \text{ поч.}}$ у загальному випадку не співпадає з вектором $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$ для справного стану гідроагрегату.

У подальшому для фактичних значень векторів \mathbf{Z} , $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$ і \mathbf{X} , які отримують при діагностуванні агрегатів гідравлічних приводів, вводиться знак *, таким чином фактична передатна функція агрегату за j -м параметром набуде вигляду

$$z_j^* = \Psi (x_j^*, y_j^*, t).$$

Передатні функції гідроагрегатів у вигляді (6.20) або (6.21) зазвичай отримують шляхом аналізу системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описують їх роботу. Якщо для конкретного випадку цю систему шляхом застосування різних методів лінеаризації для експлуатаційного діапазону зміни параметрів векторів \mathbf{X} і $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$ вдається привести до еквівалентного лінеаризованого вигляду, то в результаті аналітичних перетворень діагностична модель гідроагрегату набуде вигляду

$$\mathbf{Z}(t) = L \mathbf{Z}(t), \quad (6.22)$$

де L – лінійний оператор.

Використання як діагностичних моделей лінійних операторів дозволяє сформулювати умови працездатності гідроприводу у загальному вигляді як обмеження переміщення полюсів та нулів передатної функції на площині комплексних змінних і визначити допустимі зміни параметрів, які контролюються. Однак для побудови такої моделі необхідно вимірювати з достатньою точністю велику кількість параметрів гідроприводу, що практично важко здійснити. У зв'язку з цим на практиці зазвичай обмежуються побудовою моделей на основі передатних функцій для обмеженої кількості входів та виходів.

Оскільки гідравлічні приводи машин, гідроагрегати та гідроприсрої є складними нелінійними динамічними системами, які описуються нелінійними диференціальними рівняннями високих порядків, аналітичні методи їх дослідження мають великі труднощі. Дослідження гідравлічних приводів машин та гідроагрегатів у більшості випадків проводять чисельними методами із застосуванням ПК. Чисельні методи дозволяють отримати шукані значення складових векторів \mathbf{Z} і \mathbf{Z}_q залежно від технічного стану гідроприводу (від його структурних параметрів в експлуатаційному діапазоні їх зміни).

Для оцінювання стану гідравлічних систем приводів та окремих агрегатів

при експлуатації зміну значень вихідних параметрів z_j^* порівнюють зі значеннями векторів \mathbf{Z} і \mathbf{Z}_q . У результаті такого порівняння може бути визначено у якому (справному або несправному) стані знаходиться об'єкт діагностування і можливі причини несправностей, що виникли в ньому.

6.6.2. Структурно-функціональні моделі. Більш придатним для діагностування систем гідроприводів є використання структурно-функціональних схем з використанням для їх аналізу методів алгебри-логіки і теорії графів. Слід зазначити, що характерною рисою систем гідравлічних приводів машин є те, що їхні принципові схеми можуть бути легко розбиті на блоки структурних схем. Блоками в цьому випадку є гідроагрегати (бак, фільтр, гідроаккумулятор, гідроциліндр тощо) або окремі вузли (наприклад вузол генератора подачі насоса, золотниковий розподільник слідкуючого гідропідсилювача та ін.). Виходом такого блока S_i (рис. 6.3, а) є вектор \mathbf{Z}_i параметрів z_{ji} , що характеризують стан потоку робочої рідини на виході гідроагрегату або стан вихідного елемента гідродвигуна. Складовими частинами вектора \mathbf{Z}_i є тиск, витрата, температура робочої рідини, її забрудненість та деякі інші параметри для джерел видатків та агрегатів гідророзподільної апаратури, а також положення, швидкість переміщення, кутова швидкість вихідної ланки, зусилля, яке розвиває гідродвигун, крутний момент на його вихідному валу. Входами для блока S_i є вектор \mathbf{X}_i керуючих впливів і вектор \mathbf{Y}_i параметрів, що характеризують стан потоку робочої рідини на вході у гідроагрегат. Для насосів і насосних станцій складовими вектора \mathbf{Y}_i є також параметри механічного або електричного приводу (потужність, частота обертання та ін.), а для електрогідравлічних агрегатів – параметри електроживлення.

Перехід від структурної схеми гідроприводу системи до функціональної здійснюється шляхом розщеплення входів і виходів блоків структурної схеми на складові (рис. 6.3, б), а також розщеплення блоків S_i на блоки S_{ji} та їхнього з'єднання у функціональні ланцюжки за параметрами розщеплення, у яких вихідний параметр z_{ji} блока S_{ji} є входом $Y_{j(i+1)}$ блока $S_{j(i+1)}$. Якщо при цьому зберігається структура побудови досліджуваної системи гідроприводу, то отриману схему називають структурно-функціональною схемою гідравлічного приводу з розщепленими параметрами.



Рисунок 6.3 – Розщеплення параметрів входу і виходу блока структурної схеми системи гідроприводу

Основні особливості побудови структурно-функціональних схем гідравлічних приводів розглянемо на прикладі спрощеної схеми гідравлічного приводу, як показано на рис. 6.4.

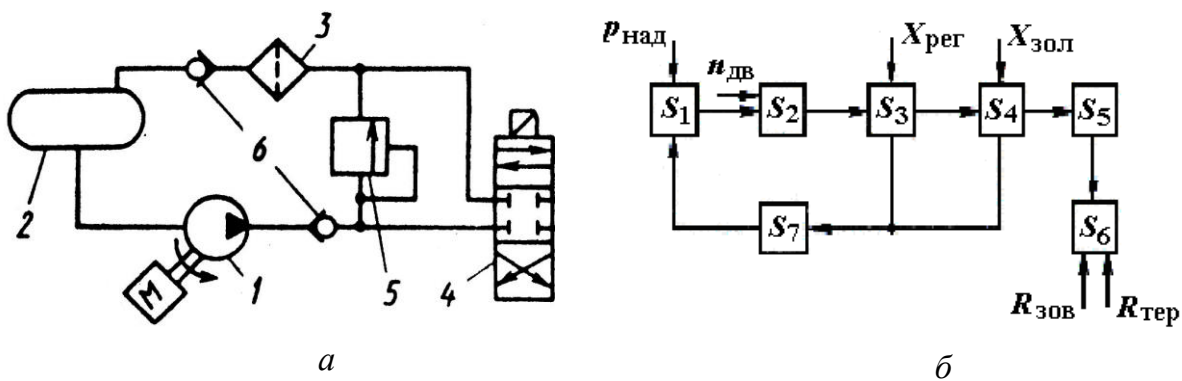


Рисунок 6.4 – Схеми гідроприводу з насосом постійної подачі:

a – гідравлічна: 1 – насос постійної подачі; 2 – бак; 3 – фільтр; 4 – золотниковий гідророзподільник; 5 – зворотний клапан; *б* – структурна: S_i – i -й блок структурної схеми гідроприводу, що відповідає i -му елементу гідравлічної схеми

Робота гідросистеми приводу полягає у такому. Робоча рідина з бака S_1 самопливом або під тиском $p_{\text{над}}$ подається на вхід насоса S_2 постійної подачі. Привід насоса здійснюється від двигуна внутрішнього згорання, частота обертання якого $n_{\text{дв}}$ може змінюватися, в той час як подача насоса залежить від режиму роботи двигуна. Від насоса робоча рідина подається до регулятора тиску S_3 , що регулюється оператором за допомогою керуючого сигналу $X_{\text{рег}}$. Регулятор підтримує в лінії нагнітання потрібний тиск $p_{\text{рег}}$, зливаючи надлишок робочої рідини у зливну магістраль. Робоча рідина під тиском $p_{\text{рег}}$ надходить на вхід золотникового розподільника S_4 , положення золотника якого залежить від керуючого сигналу $X_{\text{зол}}$. При переміщенні золотника відповідно до сигналу $X_{\text{зол}}$ робоча рідина з лінії нагнітання, дроселюючись на

напірній кромці золотника, потрапляє в одну з порожнин гідроциліндра S_5 . Друга порожнина гідроциліндра через зливну кромку з'єднується зі зливною магістраллю. Вихідний шток гідроциліндра з'єднаний з органом управління S_6 машини. Зусилля, що розвиває гідроциліндр, переборюючи зовнішнє навантаження на орган управління $R_{зов}$ та сили тертя $R_{тер}$, переміщує орган управління S_6 . Робоча рідина у зливній магістралі надходить від регулятора тиску S_3 та золотникового гідророзподільника S_5 , проходить через фільтр S_7 та потрапляє в бак S_1 .

Особливістю роботи золотникового гідророзподільника S_4 є наявність витоків робочої рідини в зливну магістраль, розмір яких залежить від перепаду тиску $p_{рег} - p_{зл}$ між магістраллю нагнітання та зливною магістраллю системи. З метою спрощення побудови структурно-функціональної схеми з розщепленими параметрами для системи гідроприводу, що розглядається, в ній упущено ряд елементів, таких як запобіжний клапан, холодильник, фільтр тонкого очищення в напірній магістралі та деяких інших.

Структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами, що розглядається, наведена на рис. 6.5. Розщеплення вектора вихідних параметрів блоків структурної схеми робилося за такими складниками: витрата робочої рідини Q , тиск p , перепад тиску в агрегаті Δp . При необхідності до кількості розщеплених складників можуть бути додані: температура робочої рідини t_p , її забрудненість, пульсація тиску в лінії нагнітання та ряд інших параметрів, що характеризують стан потоку робочої рідини на виході з агрегату. Додатково у кількість розщеплених параметрів для гідробака S_1 входить рівень рідини H_6 у баці, кількість внутрішніх витоків $Q_{вит.зол}$ для золотникового розподільника S_4 .

Розщепленими параметрами для виконавчого гідродвигуна (гідроциліндра S_5) будуть такі: тиск p_1 та p_2 у порожнинах гідроциліндра, витрати рідини, що надходить до напірної порожнини гідроциліндра $Q_{н.ц}$ та тієї, що витискається зі зливної порожнини $Q_{зл.ц}$, а також зусилля на вихідному штоку $R_{шт}$ та швидкість його переміщення $v_{шт}$. Вихідним параметром системи є швидкість переміщення $v(t)$ керуючого органа S_6 або час його переміщення за повний робочий хід.

До зовнішніх параметрів можна віднести такі: тиск наддуву гідробака

$p_{\text{над}}$, зовнішнє навантаження $R_{\text{зов}}$ та силу тертя $R_{\text{тер}}$ органа управління, а також частоту обертання $n_{\text{дв}}$ привідного вала насоса. Управляючими зовнішніми сигналами є $X_{\text{рег}}$ та $X_{\text{зол}}$.

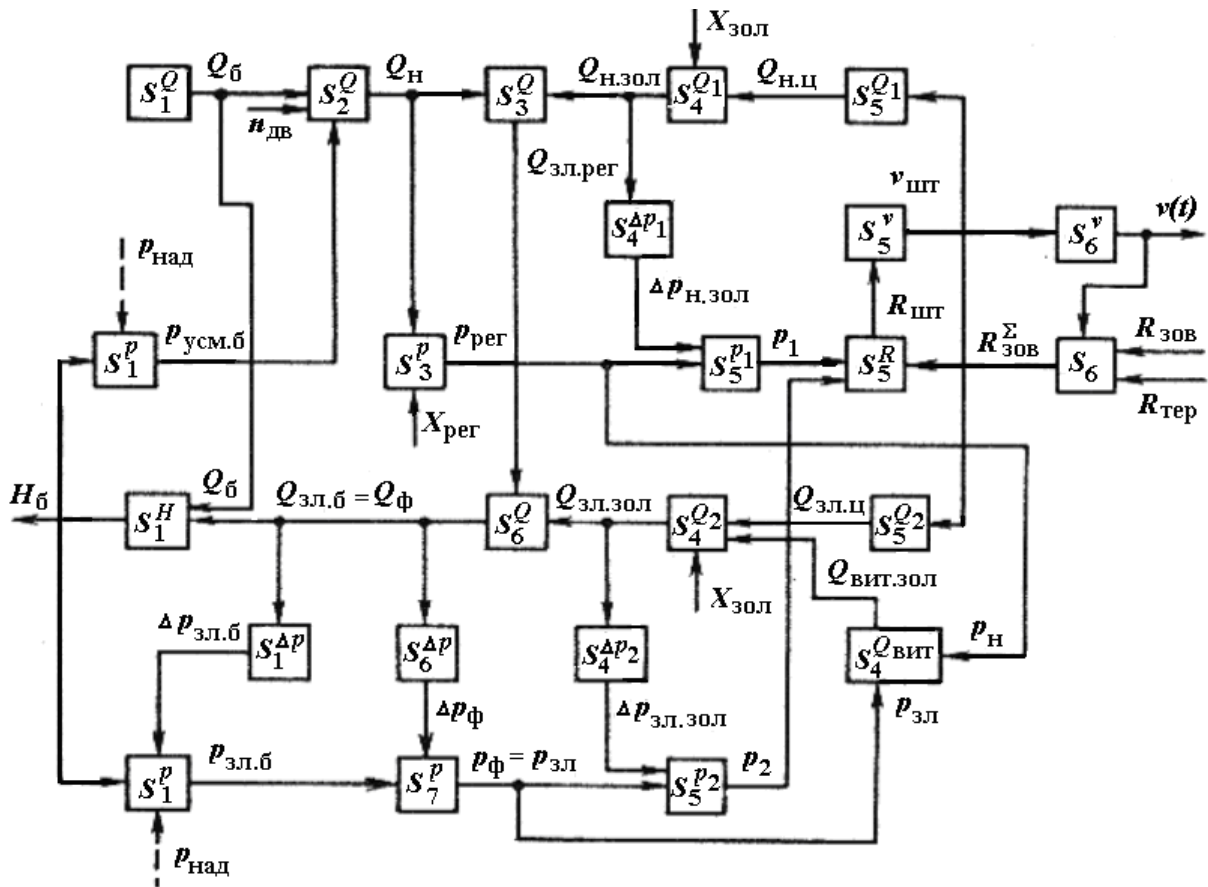


Рисунок 6.5 – Структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами: $S_i^Q, S_i^p, S_i^{\Delta p}, S_i^R, S_i^V, S_i^{Q_v}, S_i^H$ – розщеплення блока S на субблоки за параметрами $Q, p, \Delta p, R, V, Q_v, H_0$

При побудові структурно-функціональної схеми з розщепленими параметрами враховувалося, що перепад тиску на гідроагрегаті або його елементі залежить від витрати робочої рідини через гідроагрегат та гідравлічний опір. При цьому зниження тиску по довжині трубопроводів нехтуємо або враховуємо його при визначенні перепаду тиску на відповідному агрегаті.

Необхідно мати на увазі, що при зміні режиму роботи гідроприводу може відбуватися зміна внутрішніх зв'язків між блоками S_i^j , зміна параметрів зовнішніх впливів X_i , а ряд агрегатів або елементів можуть бути виключені із схеми функціонування. Наприклад, при відсутності керуючого сигналу $X_{\text{зол}}$ та знаходженні золотникового гідророзподільника у нейтральному положенні

перекривається подача робочої рідини до гідроциліндра S_5 . Таким чином, кожному режиму роботи гідроприводу повинна відповідати своя структурно-функціональна схема з розщепленими параметрами.

При побудові функціональних схем з розщепленими параметрами слід також враховувати такі особливості роботи систем гідроприводів. Вважають, що у системі відсутні розриви суцільності потоку рідини. Витрата рідини у системі визначається витратою рідини через гідродвигуни та загальними витоками у системі. Тиск у напірній лінії системи визначається налаштуванням регулятора тиску або при застосуванні насоса змінної подачі та гідравлічного акумулятора – робочою точкою характеристики гідроакумулятора, положення якої залежить від співвідношення витрат у системі та подачі насоса. В останньому випадку тиск p_n за насосом змінної подачі буде визначатися тиском на вході гідроакумулятора та гідравлічним опором ділянки гідросистеми між насосом та гідроакумулятором. Тиск p_i на вході інших агрегатів напірної ділянки буде рівним тиску p_{i-1} , що підводиться, за виключенням перепаду тиску Δp_i на агрегаті внаслідок його гідравлічного опору. Тиск у зливній магістралі системи визначається гідравлічним опором агрегатів та елементів зливної магістралі і витратою робочої рідини. Рівень робочої рідини в гідробаку залежить від співвідношення витрати робочої рідини, що витікає з бака Q_6 , та тієї, що потрапляє в бак, – $Q_{зл.б}$.

Отримані функціональні схеми з розщепленими параметрами для складних систем гідравлічних приводів машин рекомендовано використовувати як діагностичні моделі для подальшої розробки діагностики гідравлічних приводів.

6.6.3. Логічні моделі. Номінальні значення вихідних функціональних параметрів гідравлічних приводів, як правило, наведені в технічних умовах. Сукупність номінальних значень вихідних параметрів для кожної конкретної системи гідроприводу визначає область їх допустимих значень. Аналогічно визначається область допустимих значень і для вихідних функціональних параметрів окремих агрегатів, що входять у систему гідроприводу. Контроль технічного стану гідроприводів при експлуатації в багатьох випадках проводять з використанням оцінок виду: «в допуску – не в допуску», «в нормі – не в нормі», «в ТУ – не в ТУ», а саме тут має місце спосіб діагностування з використанням допусків. У зв'язку з використанням таких оцінок при контролі технічного стану систем гідравлічних приводів машин виникає прагнення

багатьох вітчизняних та зарубіжних дослідників застосувати при розробці діагностики гідравлічних приводів математичні моделі логічного типу, а для аналізу останніх – методи алгебри-логіки.

Логічна модель системи гідравлічного приводу може бути побудована шляхом перетворення її структурно-функціональної схеми з розщепленими параметрами, в якій функціональні блоки S_i замінюються на блоки логічної схеми W_i . Входи та виходи таких блоків вважаються двійковими логічними вхідними (вихідними) змінними, що набувають значення «істина» (1), якщо значення відповідних їх входів (виходів) допустимі (знаходяться в межах ТУ), і значення «хибний» (0) – в іншому випадку.

Застосування логічних моделей для цілей діагностування потребує виконання ряду умов і, перш за все, правильності всіх включених в логічну схему об'єкта діагностування блоків, а саме, щоб при наявності декількох входів $y_i = \{y_{ji}\}$ кожен i -й блок мав тільки один вихід z_i . При цьому вихід z_i блока був би допустимим тільки в тому випадку, коли всі його входи допустимі ($y_{ji} = 1$) і блок W_i знаходиться у працездатному стані. У цьому випадку вихідну функцію блока можна розглядати як кон'юнкцію змінних y_i та W_i :

$$z_i = y_i \cdot W_i. \quad (6.23)$$

Логічна модель об'єкта вважається правильною, якщо для будь-якої пари блоків підмножина допустимих значень входу та виходу і підмножина їх недопустимих значень співпадають, якщо вихід одного з блоків є входом іншого, а для блоків, що мають однакові входи, підмножина допустимих значень та підмножина недопустимих значень їх входів співпадають.

Вводячи в логічну схему системи, що досліджується, можливі в експлуатації гідроприводу несправності, отримуємо для кожного випадку сукупність параметрів логічних блоків $\{z_i\}$, що набувають значення «1» або «0» залежно від відповідності значень z_i вимогам ТУ. Якщо система справна, то значення виходів усіх логічних блоків повинні набувати значення «1».

Як приклад побудови логічної схеми гідроприводу розглянемо функціональну ділянку гідропідйомника, спрощені принципова та структурна схеми якого наведені на рис. 6.6. Підйом або опускання платформи підйомника S_3 здійснюються за допомогою гідродвигуна S_2 , робоча рідина до якого під тиском p_n подається через золотниковий кран S_1 . Відпрацьована рідина відводиться у зливну магістраль, тиск в якій $p_{зл}$. Управління золотниковим

краном здійснюється за допомогою керуючого сигналу x . Зовнішніми впливами системи є зусилля $R_{зов}$ та сила тертя $R_{тер}$ гідروпідйомника.

Логічна схема системи, що розглядається, для режиму підймання платформи наведена на рис 6.6, в. Блоками логічної схеми є «розщеплені» блоки структурної схеми, входи та виходи яких мають властивість двійкових логічних змінних. Якщо керуючі (x) та зовнішні (p_H , $p_{зл}$, $R_{зов}$, $R_{тер}$) параметри знаходяться в межах вимог ТУ, то для справної системи виходи кожного логічного блока W_{ij} будуть мати значення «1» та вихідний параметр системи – швидкість підйому платформи $v(t)$, також буде відповідати вимогам ТУ.

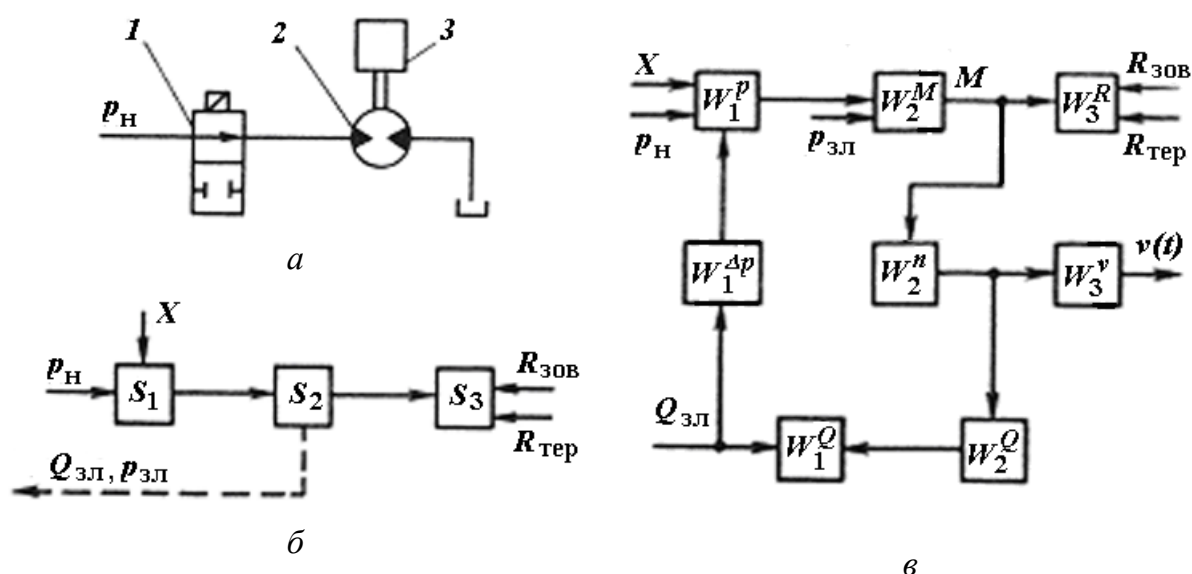


Рисунок 6.6 – Схема функціональної ділянки гідроприводу підйомника:

a – гідравлічна: 1 – електромагнітний кран; 2 – гідродвигун; 3 – платформа; $б$ – структурна; $в$ – логічна: S_i та W_i – i -ті блоки структурної та логічної схем, що відповідають i -му елементу функціональної ділянки гідроприводів

При виникненні несправності у системі, наприклад, при збільшенні внутрішніх витоків у гідродвигуні $Q_{вит2}$ вище припустимих, витрата рідини через гідродвигун Q_2 при тій же частоті обертання n вихідного вала буде перевищувати витрату рідини за ТУ та вихід блока W_2^Q набуде значення «0». Відповідно витрата рідини через золотниковий кран Q_1 перевищуватиме витрату рідини за ТУ та вихід блока W_2^Q також набуває значення «0». Збільшення витрати рідини через золотниковий кран при тому же його гідравлічному опорі збільшить перепад тиску Δp_1 в агрегаті та приведе до

зниження тиску перед гідродвигуном, а саме – виходи блоків $W_1^{\Delta p}$ та W_1^p наберуть значення «0». Зниження тиску перед гідродвигуном приведе до зниження обертового моменту M на його вихідному валу, зниження частоти обертання n гідродвигуна при тому ж навантаженні та зменшення швидкості $v(t)$ підйому платформи. Таким чином, значення блоків W_2^M , W_2^n та W_3^v також стануть рівними нулю. Поява значень «0» на виході блоків логічної схеми системи, що розглядається, буде вказувати на наявність у ній несправності.

Поглиблений аналіз взаємозв'язків між вхідними та вихідними параметрами окремих агрегатів, що входять у структуру складних систем гідравлічних приводів машин, та технічним станом цих агрегатів показує, що на практиці у ряді випадків мають місце порушення виконання умов правильності роботи окремих агрегатів як блоків логічної схеми, а саме – порушення умов алгебри-логіки. Так, наявність широкого діапазону можливих змін тиску та витрати робочої рідини у ряді систем гідравлічних приводів залежно від режиму їх роботи приводить до появи на окремих режимах «логічно незначних» зв'язків між параметрами окремих агрегатів та функціональними параметрами гідроприводу, коли вихід значень параметрів окремих агрегатів на визначене значення за межі вимог ТУ не спричиняє виходу значень функціональних параметрів гідроприводу в цілому також за межі вимог ТУ. Необхідно відзначити, що не завжди для досліджуваної системи гідроприводу будуть визначені порогові значення сукупних виходів логічних блоків, що входять до логічної моделі системи. Зазначені специфічні особливості роботи складних систем гідроприводів сучасних машин значно ускладнюють застосування для них діагностичних моделей в «чистому» вигляді як логічних схем.

6.6.4. Ієрархічні моделі. При описі та дослідженні складних технічних систем ефективно застосовувати ієрархічний підхід, який передбачає розбиття системи на вертикальні супідрядні підсистеми різних рівнів, розробку модульних моделей кожної з підсистем, введення пріоритетів для підсистем старших рівнів по відношенню до підсистем молодших рівнів, певну автономність кожної з підсистем. Оскільки кожен з підсистем можна, в свою чергу, розбити на нові підсистеми, внаслідок чого отримують багаторівневу ієрархічну систему моделей. Застосування ієрархічного підходу дозволяє використовувати аналітичні, стохастичні та моделі ідентифікації, що підвищує точність моделей реальному процесу.

$$\begin{aligned} \text{для } n\text{-го рівня } i = n - w_n : X_n \times \Omega_n \times U_n &\Rightarrow W_n, \\ \text{для } i\text{-го рівня } 1 < i < n - w_i : X_i \times \Omega_i \times Z_i \times U_i &\Rightarrow W_i, \\ \text{для } 1\text{-го рівня } i = 1 - w_1 : X_1 \times \Omega_1 \times Z_1 &\Rightarrow W_1, \end{aligned} \quad (6.24)$$

де U_i і Z_i – множина зв'язків i -го рівня з сусідніми рівнями:

Співвідношення (6.24) і (6.25) показують зв'язок між моделями різних рівнів та фактично визначають межі їх незалежності. Таким чином, вимоги які пред'являються до системи на вищих рівнях, є умовами чи обмеженнями на нижчих рівнях.

[illegible]

194

Цей модуль містить: підсистему живлення; підсистему управління – гідророзподільник з пропорційним електричним управлінням з нульовим перекриттям встановленим, у першому каскаді безпосередньо біля виконавчого механізму та електричний блок управління; виконавчу підсистему – гідравлічний циліндр з датчиком переміщень, спрощена гідравлічна схема якого наведена рис. 6.7. При розробці ієрархічної моделі цього модуля скористалися методологією ієрархічного подання, формалізації і координації етапів роботи, яка базується на головних принципах системного підходу: ієрархічності, розчленованості, структурності, використанні моделей різних типів, цілісності та прескриптивності, тобто можливості за моделлю системи приписувати чи рекомендувати окремі її параметри. За морфологічним принципом декомпозиції, при якому структура моделі відповідає фізичній структурі пристрою, а окремі підсистеми відповідають окремим його вузлам і елементам, отримали ієрархічний опис в підсистемах мехатронного модуля руху, рис. 6.8.

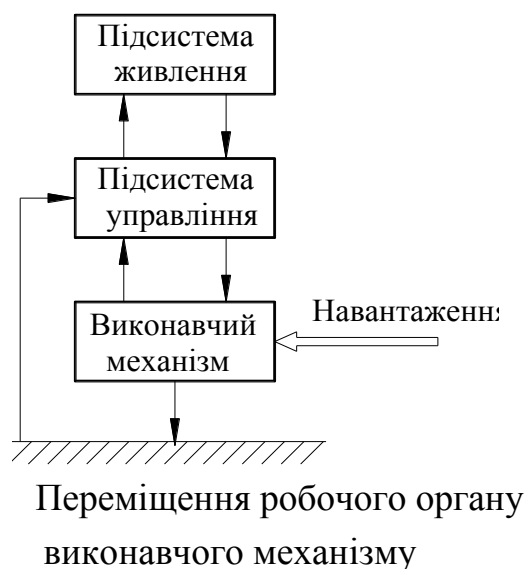


Рисунок 6.8 – Підсистеми ієрархічного опису електрогідравлічного мехатронного модуля руху

На рис. 6.8 не показані: принципи, покладені в концепцію розробки гідравлічних елементів та пристроїв (типи насоса, гідравлічних пристроїв та елементів, їх компонування тощо); множина конструктивних параметрів (діаметр умовного проходу, довжина трубопроводу, об'єм гідравлічного бака, габаритні розміри тощо); множина робочих параметрів (тиск, витрата робочої рідини, потужність, імовірність безвідмовної роботи, рівень звуку тощо); множина додаткових умов (обмеження за масою і габаритами; відсутність кавітації та гідравлічного удару тощо). Не показаний також гідророзподільник з електричним управлінням, який забезпечує розвантаження насоса підсистеми

живлення в період пауз у роботі модуля. Зазначимо, що кожна підсистема має свій набір змінних, принципів побудови і подання, що дозволяє певною мірою обмежитися вивченням тільки цієї підсистеми. Ієрархічний опис електрогідравлічного мехатронного модуля руху, отриманий шляхом декомпозиції підсистем, зображено на рис. 6.8.

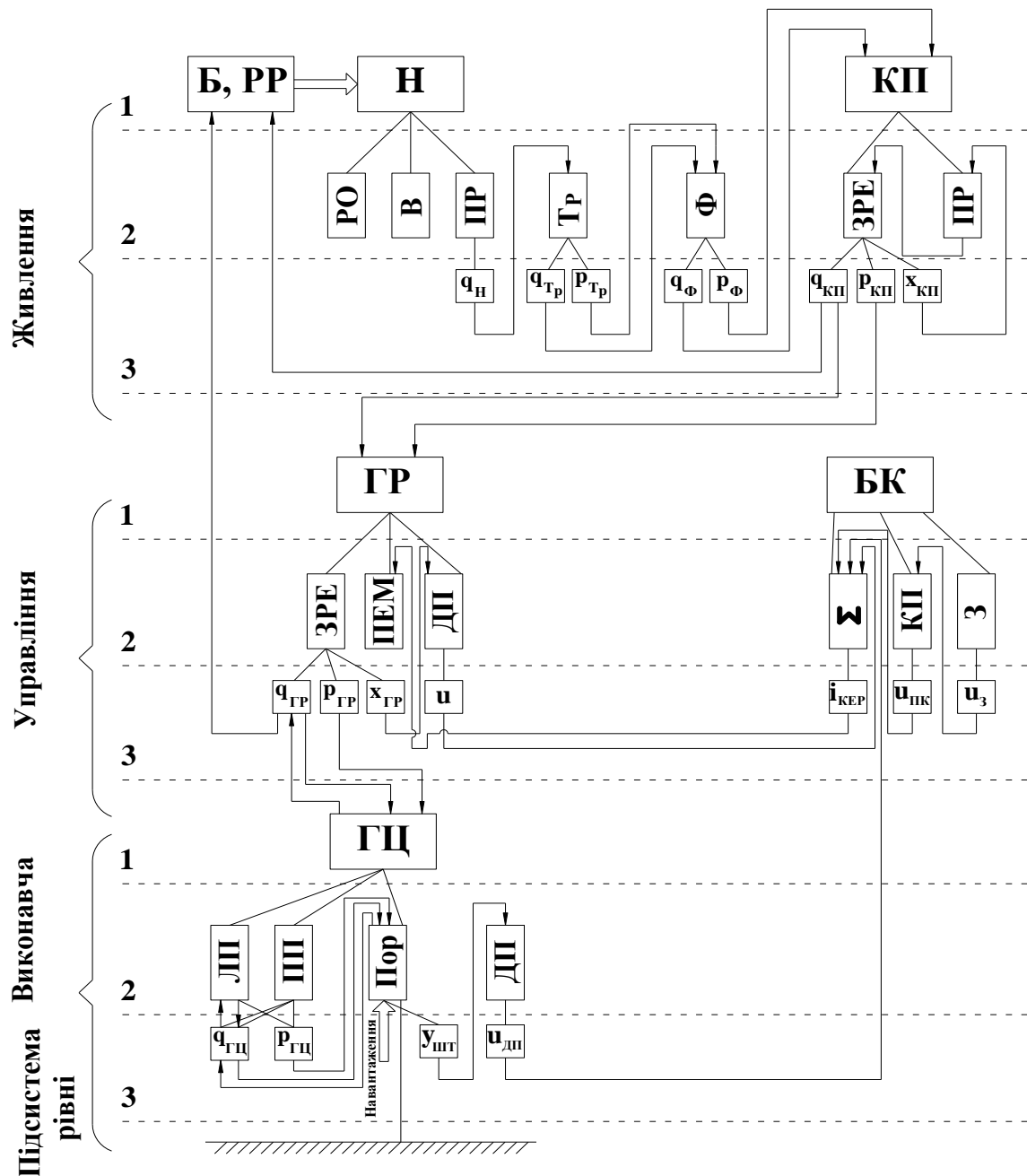
До першого рівня підсистеми відносяться задачі дослідження достатньо складних комплектних вузлів модуля, наприклад насоса, переливного клапана тощо. Функціонування таких вузлів визначається взаємодією реальних фізичних процесів, а дослідження їх моделей дозволяє визначити вплив конструктивних та робочих параметрів на його характеристики.

До другого рівня підсистеми належать моделі, для яких може бути виділено один, домінуючий, фізичний процес, що визначає роботу підсистеми, наприклад зміну витрати на виході тощо. Третій рівень включає робочі параметри і зазвичай не допускає подальшої декомпозиції. Слід зазначити, що наявність зв'язків всередині підсистеми суттєво ускладнює їх дослідження.

На етапі, на якому визначаються максимальні та початкові значення робочих параметрів модуля залежно від алгоритму функціонування їх визначення, доцільно проводити за його математичною моделлю в усталеному режимі.

Для визначення максимальних та початкових значень робочих параметрів електрогідравлічного мехатронного модуля руху задають конструктивні та робочі параметри його гідравлічної частини, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри і навантаження гідроциліндра, витрату на виході з насоса і струм управління пропорційного електромагніта. Також задають положення запірно-регулюючого елемента гідророзподільника з пропорційним електричним управлінням, визначають витрату і тиск в порожнинах гідроциліндра, переміщення і швидкість поршня, які є початковими значеннями відповідних параметрів для подальшого синтезу електрогідравлічного мехатронного модуля руху. Зазначимо, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини мехатронного модуля руху, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри гідроциліндра і маса його рухомих частин, номінальне значення тиску живлення й інші, є стандартизованими, отже, повинні відповідати ДСТУ. Крім того, стандартизованими є параметри пропорційного електромагніта, а саме залежність сили на його якорі від струму управління.

Розроблена ієрархічна модель, рис. 6.9, залежно від глибини пошуку відмов, дозволяє легко визначити місце розташування відповідних датчиків та



Переміщення робочого органу виконавчого механізму

Рисунок 6.9 – Ієрархічна модель електрогідравлічного мехатронного модуля руху: Б – бак; Н – насос; КП – клапан переливний; РО – робочі органи; В – вал; Тр – трубопровід; Ф – фільтр; Пр – пружина; ГР – гідророзподільник з пропорційним електричним управлінням; БК – блок управління; ПЕМ – пропорційний електромагніт; ДП – датчик переміщень; Σ – блок сумування; КП – управляючий пристрій; З – задатчик; ГЦ – гідроциліндр; ЛП і ПП – відповідно ліва і права порожнини ГЦ; Пор – поршень зі штоком ГЦ; q_i і p_i – відповідно витрата і тиск на виході i -го гідропристрою; $x_{кп}$ і $x_{гр}$ – відповідно переміщення ЗРЕ КП і ГР; $y_{гц}$ –

переміщення штока ГЦ; $i_{\text{кер}}$ – струм в обмотці пропорційного електромагніта; u – напруга на виході електричного елемента

забезпечити діагностування усіх підсистем електрогідравлічного мехатронного модуля руху.

6.6.5. Графи причинно-наслідкових зв'язків. Ускладнення, які виникають при застосуванні логічних схем для діагностування гідроприводів машин, можуть бути усунені при використанні графів причинно-наслідкових зв'язків. Їх доцільно застосовувати у тих випадках, коли об'єкт діагностування не має явно виражених функціональних блоків (наприклад, автономні керуючі приводи літальних апаратів), коли відсутні точні аналітичні або експериментальні залежності між параметрами об'єкта та визначено лише те, що один параметр якимось чином залежить від іншого.

Графом причинно-наслідкових зв'язків системи гідроприводу будемо називати орієнтований граф, вершини якого являють собою вхідні, внутрішні та вихідні параметри системи, а дуги відображають причинно-наслідкові зв'язки між відповідними вершинами. Напрямок дуги відповідає переміщенню від причини до наслідку.

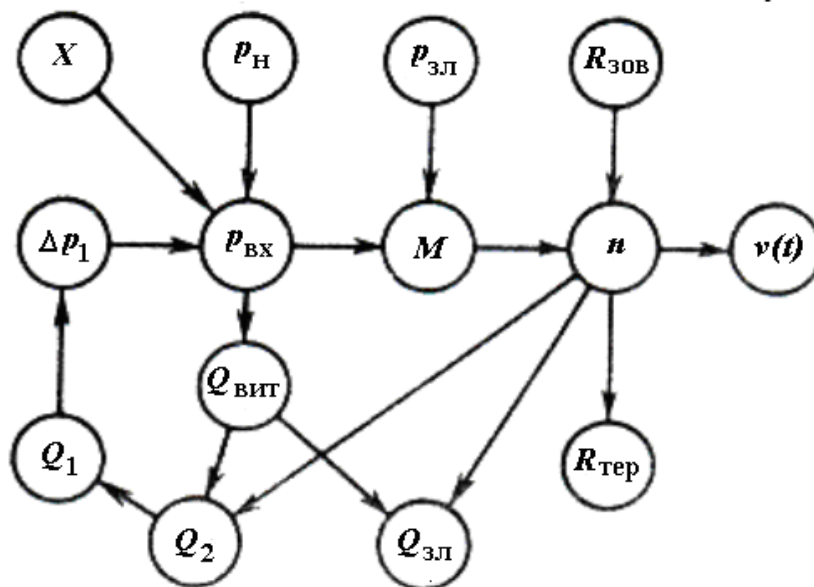


Рисунок 6.10 – Граф причинно-наслідкових зв'язків функціональної ділянки гідроприводу підйомника при наявності внутрішніх витрат у гідромоторі

Як приклад на рис. 6.10 наведено граф причинно-наслідкових зв'язків функціональної ділянки гідропідйомника відносно схеми, наведеної на рис. 6.6, а.

Для того щоб за графом причинно-наслідкових зв'язків можна було зробити строго формальний висновок про технічний стан об'єкта діагностування, повинні бути справедливі основні передумови, які приймаються при побудові логічних моделей. За цих умов у багатьох випадках від графа причинно-наслідкових зв'язків системи можна перейти до логічної моделі та навпаки. При побудові графа причинно-наслідкових зв'язків його вершинам можна зіставити не тільки внутрішні та зовнішні параметри гідроприводу, але й події, що визначаються логічними висловлюваннями типу «значення параметра вийшло за межі ТУ».

Наприкінці зауважимо, що при побудові графа причинно-наслідкових зв'язків системи гідроприводу можна подавати не всі вхідні, внутрішні та вихідні параметри системи (або події, що відображають гранично припустимі значення цих параметрів), а тільки ті з них, які доступні для зміни та можуть бути використані як діагностичні.

Запитання для самоконтролю

1. Що вивчає курс «Технічне діагностування гідро-, пневмоприводів»?
2. Які основні завдання технічного діагностування?
3. Які основні функції виконує технічне діагностування?
4. Перелічіть види технічного стану гідроприводів.
5. Назвіть характерні види технічного стану гідроприводів, які входять у підмножину несправних станів.
6. Що таке несправність, працездатність і правильність функціонування об'єкта діагностування?
7. Що розуміють під працездатною системою гідравлічного приводу?
8. Що таке тестове діагностування і де воно застосовується ?
9. Що таке функціональне діагностування ?
10. Назвіть галузі використання функціонального діагностування.
11. Які вимоги ставлять до діагностичних ознак?
12. Що розуміють під узагальненим діагностичним параметром?
13. Що розуміють під номінальним та граничним значенням параметра гідроприводу?
14. Які вимоги пред'являються до діагностичних параметрів гідроприводів?
15. За якими основними параметрами здійснюється діагностування гідроприводів?

16. Як здійснюють вибір діагностичних параметрів для контролю технічного стану гідравлічних приводів?
17. Для чого використовується таблиця функцій несправностей (ТФН)?
18. Дайте визначення ентропії системи і запишіть залежність для її визначення.
19. Як розраховують ентропію складної системи, яка складається з систем A і B ?
20. Як визначається умовна ентропія $H\left(\frac{B}{A}\right)$?
21. Як визначається середня інформація, що міститься у системі E відносно системи K ?
22. Запишіть залежність для визначення діагностичної цінності ознаки і перелічіть від чого вона залежить.
23. Що розуміють під чутливістю діагностичної ознаки?
24. Дайте визначення діагностичної моделі.
25. Які моделі використовують при діагностуванні гідравлічних приводів?
26. Що являє собою структурно-функціональна модель?
27. Що таке структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами?
28. Яким чином робиться розщеплення параметрів?
29. Які особливості роботи гідросистеми необхідно враховувати при побудові функціональних схем з розщепленими параметрами?
30. Що таке логічна модель?
31. Яка послідовність складання логічної моделі гідроприводу?
32. Що являє собою ієрархічна модель гідроприводу?
33. Для чого використовують ієрархічну модель гідроприводу?
34. Дайте визначення графа причинно-наслідкового зв'язку.
35. Як будуються графи причинно-наслідкових зв'язків?

РОЗДІЛ 7

МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ

Достовірність оцінки технічного стану гідроприводів залежить від досконалості методів їх діагностування. Існує достатньо велика різноманітність методів контролю параметрів гідроприводів, що змінюються під час експлуатації. Усім цим методам притаманні певні переваги та недоліки. Вибір методів діагностування істотно залежить від типу, призначення та умов експлуатації гідравлічних приводів, а також від оснащеності експлуатаційних підрозділів засобами діагностування.

Аналіз методів діагностування гідроприводів (рис. 7.1) показує, що деякі з них застосовуються при стаціонарних режимах роботи приводу (метод нормованих параметрів і його різновиди – статопараметричний та силовий), інші, які застосовуються при роботі гідроприводу в динамічному режимі (часовий метод, віброакустичний метод, метод перехідних характеристик). До особливостей різних методів необхідно віднести можливість використання вбудованих або накладних датчиків, а також спосіб створення навантаження дроселем (на вході або на виході) або навантаження силового циліндра (зовнішнім навантажувальним пристроєм або самонавантаженням).

Методи діагностування гідроприводів можна поділити на дві великі групи: суб'єктивні та об'єктивні.

Суб'єктивні (органолептичні) методи ґрунтуються на індивідуальному сприйнятті процесів, які відбуваються у гідроприводі. Вони не передбачають вимірювання параметрів функціонування гідравлічних систем. Будь-яке діагностування гідравлічного приводу при експлуатації починається із зовнішнього огляду. Перевіряється зовнішня герметичність системи гідроприводу, виявляються механічні пошкодження елементів гідроприводу, а також контролюється зношення шарнірних з'єднань, які мають люфт, наявність

пломб, контровок тощо. При застосуванні органолептичних методів діагностування визначаються: ступінь нагрівання механізмів та трубопроводів; характер шуму і стуку; місця підтікання робочої рідини; колір масляної плями, яка наноситься на фільтрувальний папір; спінювання робочої рідини; помітна на око усадка поршня під навантаженням тощо.

Об'єктивність діагностування органолептичними методами підвищується при використанні спеціальних засобів і найпростіших приладів. Наприклад, недопустиме підвищення температури виявляється за допомогою спеціальних фарб, термощупів; виникнення шуму при збільшенні зазорів – за допомогою стетоскопів; наявність тріщин корпусів агрегатів виявляється за зміною магнітних ліній, з використанням спеціальних порошків; деякі параметри контролюються за показаннями приладів (манометрів, тахометрів та ін.).



Рисунок 7.1 – Класифікаційна схема методів діагностування гідроприводів

До переваг цього методу необхідно віднести низьку трудомісткість та відсутність необхідності застосування засобів вимірювання, до недоліків – високу похибку, неможливість передбачити несправність та попередити її.

Об'єктивні методи базуються на використанні вимірювальних приладів та дозволяють кількісно виміряти параметри технічного стану гідроприводів.

Знаючи граничні і допустимі значення параметрів, можна прогнозувати втрату працездатності окремих вузлів або гідроприводу у цілому та вжити відповідні попереджувальні заходи.

7.1. Методи нормованих параметрів

7.1.1. Часовий метод або метод часових інтервалів базується на визначенні часу виконання робочої операції виконавчими органами гідроприводу, який діагностується. Метод використовується для оцінки загального технічного стану систем гідравлічного приводу. Цей метод вирізняє простота реалізації, внаслідок чого він знаходить широке застосування для діагностування гідравлічних приводів різних машин.

Технічний стан гідроприводу оцінюють, наприклад за часом підймання нормованого вантажу; за величиною просідання поршня під дією вантажу при нейтральному положенні запірно-регулюючого елемента гідророзподільника; за величиною швидкості переміщення штоків гідроциліндрів при реалізації еталонних технологічних процесів (переміщення деталі, підйому ковша, підйому порожньої платформи самоскида тощо). При використанні цього методу, крім вбудованих засобів (реле, перемикачів, кінцевих вимикачів, кнопок систем управління), застосовують спеціальні засоби – електросекундоміри, а також датчики переміщень, швидкостей, прискорень, тиску, зусиль, встановлені тимчасово. При використанні декількох датчиків отримують інформацію не тільки про часові інтервали, а також інші параметри робочого процесу гідроприводу, необхідні при використанні інших методів діагностування.

Недоліками методу є: низька точність через складність забезпечення стаціонарних режимів роботи, які точно повторюються, та підтримання необхідного нормованого навантаження; низька інформативність. Переваги: прості засоби вимірювання та можливість обходитися без застосування датчиків.

7.1.2. Статопараметричний метод базується на вимірюванні параметрів (тиску, витрати та ін.) сталого потоку робочої рідини, який протікає через дросель. Цей метод широко поширений для діагностування гідравлічних приводів будівельно-дорожніх машин, сільськогосподарських машин, а також іншого гідравлічного устаткування. Він дозволяє оцінювати повний ККД і за його значенням прогнозувати стан гідроприводу у цілому і його складових частин. Повний ККД гідромашини є комплексним

параметром, оскільки він характеризує об'ємні та механічні втрати. Отже, повний ККД гідромашини може служити діагностичним параметром, що визначає ефективність її роботи і несе інформацію про її технічний стан.

Вимірювання повного ККД при діагностуванні гідроприводів в експлуатаційних умовах утруднене, що пояснюється значною складністю вимірювання крутного моменту на валу гідромашини. У зв'язку з цим при діагностуванні елементів гідроприводу в умовах експлуатації визначення повного ККД доцільно проводити термодинамічним методом, що дозволяє визначити технічний стан гідромашин різних типів за допомогою єдиного комплексу діагностичної апаратури.

Найбільш поширеним діагностичним параметром гідроприводу є об'ємний ККД, що характеризує внутрішню негерметичність гідромашин. Комплексний вимір повного та об'ємного ККД дозволяє дати загальну оцінку технічного стану гідроагрегатів і гідроприводу в цілому. Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_o = \frac{q_{\phi}}{q_t},$$

де q_{ϕ} і q_t – відповідно фактична подача рідини при номінальному тиску та номінальній частоті обертання і теоретична подача при номінальній частоті обертання.

Номенклатура діагностичних параметрів цього методу в основному співпадає з номенклатурою параметрів, встановлених стандартами на правила приймання і методи випробування складових частин гідроприводу (ГОСТ 14658-86, ГОСТ 18464-80, ГОСТ 20245-74). Метод може бути використаний для оцінки технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу більшості агрегатів гідравлічного приводу.

До недоліків методу потрібно віднести трудомісткість, обумовлену необхідністю роз'єднання трубопроводів і рукавів у системі гідроприводу для встановлення датчиків безпосередньо для кожного елемента (агрегату), який діагностується, а також порівняно низьку точність та необхідність використання датчиків різних типорозмірів для різних елементів гідроприводу.

7.1.3. Силевий метод оснований на визначенні зусилля на робочому органі гідроприводу (виконавчому механізмі). Використовується для оцінювання загального технічного стану гідроприводу. Недоліки методу – низька інформативність, трудність та обмеженість використання у

стаціонарних пунктах діагностики і в польових умовах внаслідок необхідності застосування громіздких навантажувальних пристроїв.

7.1.4. Метод еталонних модулів базується на порівнянні експериментально визначених значень параметрів гідравлічного приводу і його окремих агрегатів (потужності, ККД, зусиль, обертальних моментів, тиску, подачі, переміщень та ін.) з їхніми паспортними значеннями або з нормами технічних умов.

Метод широко використовується для діагностування будь-яких типів гідравлічних приводів. Його перевагами є можливість використання отриманої інформації для уточнення розрахунків гідроприводу і його елементів, прогнозування ресурсу, визначення енергетичних показників тощо. У багатьох випадках для реалізації методу непотрібна складна діагностична апаратура, при діагностуванні з використанням ПК потрібно лише просте програмне забезпечення, наприклад для статистичної обробки результатів експерименту.

Прогнозування ресурсу гідроприсроїв можна здійснити на підставі інформації, отриманої під час їх експлуатації. Розглянемо методику прогнозування ресурсу гідроприсроїв на прикладі ущільнення при зворотно-поступальному русі [8]. Зазначимо, що ущільнення є одним з основних елементів гідрофікованих машин та гідроагрегатів, від яких значною мірою залежить їх надійність, технічний рівень та конкурентоспроможність. В той же час вони є найбільш слабкою ланкою гідравлічних елементів та пристроїв, при виході з ладу яких гідравлічні елементи і гідроагрегати втрачають працездатність, що може привести в окремих випадках до аварії. Слід зазначити, що механізм ущільнюючої дії зазвичай обумовлений не тільки механічною взаємодією контактуючих поверхонь, а також процесами тертя в зоні контакту та хімічними процесами матеріалу в процесі експлуатації при контакті з різними середовищами.

Ущільнення для герметизації при зворотно-поступальному русі є однією з великих груп, серед яких значне місце займають контактні (манжети, кільця, сальники тощо), які здійснюють герметизацію за рахунок щільного притискання ущільнення до відповідної поверхні. При роботі контактних ущільнень відбувається зношення з'єднаних з ними деталей: валів, штоків і циліндрів. Це приводить до збільшення витоків робочої рідини, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ, зменшення ККД та може спричинити втрату гідроагрегатами працездатності. Визначення довговічності таких ущільнень внаслідок складних фізико-хімічних процесів, що протікають в них,

натрапляє на великі труднощі та потребує проведення значних обсягів експериментальних досліджень.

Головним фактором, який впливає на довговічність ущільнень при зворотно-поступальному русі, є кількість реверсів, тобто кількість передеформування ущільнювача внаслідок зміни знака сили тертя. При цьому втрата герметичності ущільнювачем відбувається внаслідок руйнування матеріалу від втоми. Як параметри довговічності розглядаються: ресурс L або час експлуатації, термін служби, кількість циклів N .

Вибір ущільнень для герметизації з'єднань здійснюється відповідно до рекомендацій, наведених у ДСТУ, в яких вказано конструкції та розміри ущільнень, місця для їх посадки, вимоги до монтажу. За даними роботи [35] температура робочої рідини в об'ємних гідроагрегатах з водяним охолодженням знаходиться в межах 50...60 °С, а з повітряним 70...80 °С, тому далі будемо розглядати роботу ущільнень при температурі більш ніж 80 °С.

Ресурс гумових кілець наведено у табл. 7.1. Для фторопластових кілець, виконаних за ГОСТ 17820-72 з фторопласту-4, для герметизації штоків діаметрів від 8 до 16 мм, які працюють при: тиску $p \leq 6,3$ МПа; швидкості ковзання $v < 0,015$ м/с; температурі $T = -50...+225$ °С; залежно від діаметра, гарантійний ресурс N становить 10^5 , $L = 50...200$ км.

На рис. 7.2 наведено діаграми довговічності різних ущільнень для діаметрів штока і поршня $d = 70$ мм при $v_{\max} \approx 0,6$ м/с.

Таблиця 7.1 – Ресурс гумових кілець

Переріз	Шлях ковзання L , км	Кількість циклів N	Прим.
Круглий	3	—	$L < 100$ км
Овальний	3	—	$L < 100$ км
Пилоподібний	—	$(5 \dots 7) 10^6$	$p < 0,15$ МПа, $v < 3$ м/с

Основними ущільнюючими елементами при зворотно-поступальному русі є манжети, які забезпечують малу, порівняно з гумовими кільцями, силу контактного тертя і великий ресурс. Їх застосовують парами та дублюють іншими ущільненнями для виключення підсмоктування повітря. Для гідравлічних манжетів загальний ресурс наведено у табл. 7.2. Залежно від групи гуми 95 % ресурс гумових армованих манжетів для валів становить не менше: 3 000 год – для 1...3-ї груп (трактори, пароплави); 5 000 год – 6-ї групи.

Таблиця 7.2 – Характеристики та умови застосування гідравлічних манжетів, виготовлених за ГОСТ 14896-84

Група гуми	Діапазон робочих температур, °С	p_{\max} , МПа	Ресурс, діб, при T , °С***		
			50	70	100
0	–10 ...+ 200	32	–	–	2,5 рік*
1	–10 ...+ 150		–	–	2,5 рік**
2а	–30 ...+ 100		40	7	5/6
2б	–10 ...+ 100	50	–	400	28
4	–30 ...+ 100	32	30	6	2/3
2	–2 ...+ 70	20	10	1	–
2а			25	5	–
5			90	24	–
2б			150	50	–
3	–2 ...+ 70	63	80	15	–
6	–60 ...+ 100	50	45	8	2

Примітки *Або рік при $T < 120$ °С, або 80 діб при $T < 150$ °С, або 300 год при $T < 200$ °С **Або 220 діб при $T < 120$ °С, або 40 діб при $T < 150$ °С. ***Термін служби манжет співпадає із загальним ресурсом.

Для гумових манжетів, виконаних відповідно до ГОСТ 14896, для роботи при тиску до 50 МПа (типи 1 і 3) або – до 32 МПа (тип 2), у яких швидкість зворотно-поступального руху не перевищує 0,5 м/с, встановлений термін служби при температурі до +70 °С становить 10 років. Причому при збільшенні температури термін служби стрімко зменшується (для групи 0 при 100 °С – 2,5 роки; при 120 °С – 1 рік; при 150 °С – 80 діб; при 200 °С – 300 год).

Гарантійні терміни експлуатації U -подібних манжетів у діапазоні тиску 10...50 МПа наведено в табл. 7.3. Вказані терміни експлуатації забезпечуються, якщо довжина ходу вузлів та виробів не перевищує 2 м.

На рис. 7.3 наведені значення контактних зусиль на одиницю довжини за відповідну кількість циклів зворотно-поступального руху.

Гумовотканеві манжети для гідравлічних пристроїв, виконаних за ГОСТ 22704-77, що використовуються для герметизації штоків гідроциліндрів діаметром від 8 до 2 000 мм, швидкість переміщення яких $v \leq 3$ м/с, тиск у гідроагрегатах становить $p \leq 63$ МПа, які працюють при температурі – 50...+ 100 °С на мінеральних мастилах, нафті, воді, водних емульсіях, гарантійний ресурс, залежно від p і v , досягає 2 000... 14 000 км, а термін

експлуатації 5 років.

Таблиця 7.3 – Гарантійний термін експлуатації *U*-подібних манжет зменшеного перерізу

Група гуми	Температура експлуатації, °C				
	до 50	до 70	до 100	до 130	до 150
1	4 роки	2 роки	1 рік	30 діб	15 діб
2	20 діб	8 діб	1 доба	—	—
3	1 рік	5 місяців	—	—	—
4	5 місяців	25 діб	3 доби	—	—
5	1 рік	35 діб	7 діб	—	—
6	3 місяці	18 діб	2 доби	—	—

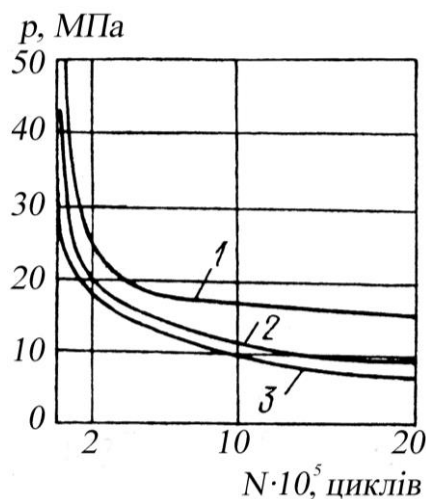


Рисунок 7.2 – Зміна довговічності ущільнення залежно від тиску робочої рідини: 1 – малогабаритний манжет; 2 – манжет (ГОСТ 6969-54); 3 – кільце круглого перерізу

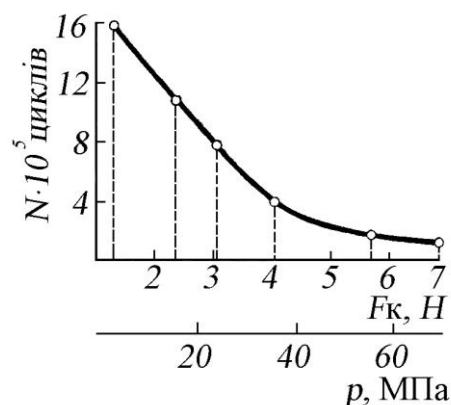


Рисунок 7.3 – Співвідношення кількості циклів до досягнення витоків $0,5 \text{ см}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ і величини контактної сили на одиницю довжини залежно від робочого тиску

Встановлено, що довговічність ущільнення зменшується при підвищенні температури робочої рідини, частоти реверсу та зі збільшенням діаметра ущільнення, а при збільшенні модуля гуми з одного того ж каучуку у два рази довговічність манжети зростає у 12 разів.

Аналіз літературних джерел дозволив встановити, що довговічність ущільнень значною мірою залежить від місць їх посадки, чистоти обробки поверхні ковзання, її твердості. Залежність довговічності від вказаних факторів досить складна, а аналітичні залежності, які її описують, відсутні. Якщо

вважати, що місця посадки ущільнень, чистота обробки поверхні ковзання та її твердість відповідають технічним умовам, наведеним у відповідних ДСТУ, то їх впливом на довговічність можна знехтувати. У цьому випадку методика визначення запасів працездатності ущільнень зворотно-поступального руху складається з такої послідовності дій:

1. Аналізують умови роботи ущільнення. Визначають: геометричні розміри ущільнюючих поверхонь; рівень тиску у гідроприводі; діапазон робочих температур; швидкість ковзання.

2. За даними пункту 1 знаходять дані про працездатність ущільнень, а саме – ресурс L або час експлуатації, термін служби, кількість циклів N . Для знаходження терміну експлуатації використовують дані з табл. 7.1, 7.2 і 7.3, а кількість циклів N визначають з графіків, наведених на рис. 7.2 і 7.3, залежно від тиску в гідроагрегаті.

3. У разі відсутності в таблицях і графіках прямих даних про працездатність ущільнень проводять екстраполяцію.

7.2. Методи еталонних залежностей

Методи еталонних залежностей ґрунтуються на порівнянні експериментально отриманих функціональних залежностей параметрів гідроприводу, що діагностується (його окремих агрегатів), з еталонними залежностями, знайденими розрахунковим або експериментальним шляхом.

Характерними прикладами цього методу є застосування амплітудно-фазових частотних характеристик для визначення запасу стійкості слідкувальних гідроприводів систем автоматичного управління, використання характеристик динамічної жорсткості приводів систем управління повітряним судном для оцінки їх протифлатерних властивостей та ін. Методи еталонних залежностей складніші за методи нормованих параметрів і потребують використання більш складної апаратури, оскільки у більшості випадків вони використовують непрямі ознаки, які характеризують технічний стан гідравлічного приводу.

7.2.1. Метод амплітудно-фазових характеристик реалізується з використанням вбудованих або накладних датчиків та ґрунтується на аналізі хвильових процесів зміни тиску у магістралях живлення при навантаженні робочого органа машини і у магістралі зливу при дроселюванні робочої рідини.

Режим навантаження гідросистеми може задаватися двома способами:

дроселюванням рідини у зливній магістралі; навантаженням гідравлічної системи з боку виконавчого механізму. Метод дозволяє визначити загальний технічний стан гідроприводу і локалізувати несправність. Цей метод найбільш ефективний у гідросистемах, робота яких супроводжується значними коливаннями тиску. Він використовується здебільшого для визначення несправностей аксіально-поршневих насосів.

Сутність методу діагностування за амплітудно-фазовими характеристиками полягає у співставленні несправностей та відхилень амплітудно-фазових характеристик від номінальних на тестових частотах і дозволяє проводити локалізацію несправностей за графіками дефектів. Важливе значення при використанні цього методу має вибір тестових частот, який зазвичай проводять згідно з правилами S. Seshu і R. Waxman. При цьому кількість тестових частот не залежить від кількості параметрів об'єкта діагностування, які перевіряються, що може привести до надмірної або недостатньої кількості вимірювань.

Недоліки цього методу, такі як низька чутливість контролю та мала глибина діагностування можуть бути усунені шляхом побудови області допустимих значень амплітудно-фазових характеристик і вибору найбільш інформативних тестових частот з використанням комп'ютерної моделі об'єкта діагностування. Для побудови області допустимих значень амплітудно-фазових характеристик в модель діагностування по черзі вносять усі можливі поєднання гранично допустимих відхилень параметрів об'єкта діагностування. Вибір інтервалів тестових частот проводять шляхом послідовного варіювання параметрів об'єкта діагностування. При цьому визначають величину мінімально розпізнаваних відхилень параметра та інтервалу частот, на якому було помічено вихід амплітудно-фазових характеристик з області допустимих значень. При проведенні діагностичного експерименту тестові частоти вибираються з отриманих інтервалів. Для виконання найбільш трудомістких процедур розроблені програми в середовищі MATLAB [39].

На рис. 7.4. наведено графіки пульсацій тиску, отримані при оцінюванні технічного стану вузла, який качає, аксіально-поршневого насоса з різним осьовим зазором у з'єднанні поршень – шатун – гніздо. Як видно з графіків, у міру зношення суттєвим чином змінюється характер протікання перехідного процесу і його параметри, що дозволяє забезпечити стан насоса шляхом порівняння кривих перехідного процесу.

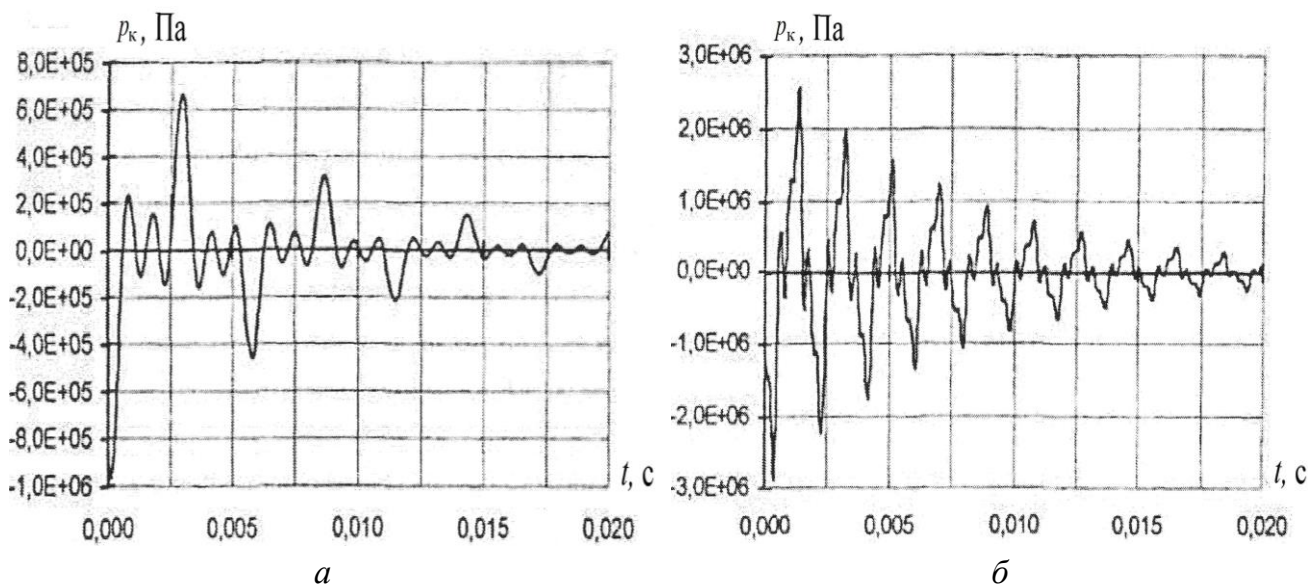


Рисунок 7.4 – Зміна пульсацій тиску аксіально-поршневого насоса: *а* – при осьовому люфті 0,006 мм; *б* – при осьовому люфті 0,3 мм

7.2.2. Метод перехідних характеристик оснований на аналізі реакції системи на зміну тиску при перехідних (неусталених) режимах роботи. Існує декілька варіантів методу, коли технічний стан гідроприводу визначається:

- за характером протікання перехідних процесів;
- за швидкістю зміни тиску у магістралі живлення;
- за швидкістю падіння тиску.

Для оцінювання технічного стану гідроприводу на підставі характеру перебігу перехідних процесів їх збуджують шляхом миттєвого перекриття потоку робочої рідини розподільником або краном управління. Діагностування здійснюється за осцилограмами або перехідними характеристиками.

Перевагами методу є: висока інформативність; навантаження може здійснюватися, виходячи з можливості системи гідроприводу, тобто самонавантаженням; метод можна використовувати як при використанні вбудованих, так і накладних датчиків. Недоліки: потрібне дороге обладнання; розшифрування осцилограм – процес складний та трудомісткий; складнощі виникають при використанні методу для оцінювання технічного стану окремих вузлів та агрегатів (оскільки встановлені у систему гідроприводу агрегати впливають один на одного, а при зміні структури приводу змінюються осцилограми).

7.2.3. Метод еталонних осцилограм є окремим випадком методу еталонних залежностей, за допомогою якого досліджують залежність

діагностичного параметра від часу. Він є одним з найбільш простих та ефективних методів діагностування і широко застосовується для виявлення дефектів та відмов гідроприводів, для яких характерні низькочастотні динамічні процеси, наприклад, система випуску (прибирання) шасі повітряного судна. При аналізі осцилограм синтезуються методи часових інтервалів та еталонних модулів.

Як приклад розглянемо роботу гідроприводу, який здійснює відтискання і затискання заготовок на автоматичній лінії механічної обробки деталей, гідравлічна схема якого наведена на рис. 7.5.

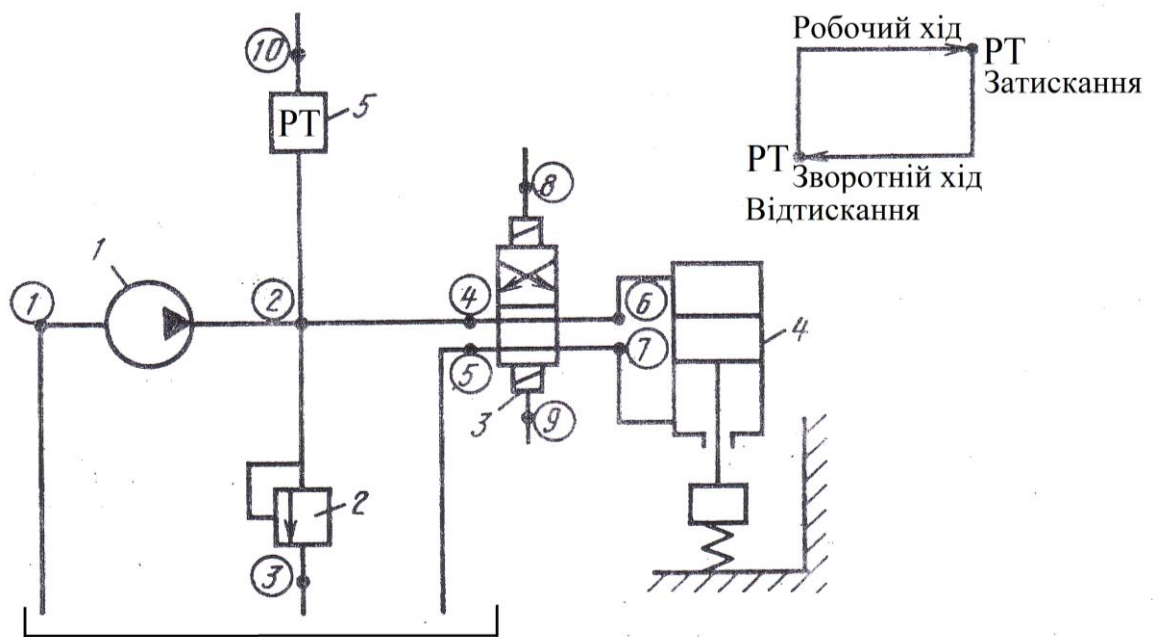


Рисунок 7.5 – Гідравлічна схема функціонування ділянки гідроприводу, який здійснює відтискання і затискання заготовок на автоматичній лінії механічної обробки деталей: 1 – насос високого тиску; 2 – запобіжний клапан; 3 – гідророзподільник; 4 – гідроциліндр; 5 – реле тиску; 1 – 10 (в дужках) – контрольні точки

Циклограма послідовності спрацювання агрегатів гідроприводу визначає послідовність зміни тиску у системі, рис. 7.6, причому характер та тривалість кривої зміни тиску дозволяє робити висновок про технічний стан зношення елементів гідроприводу.

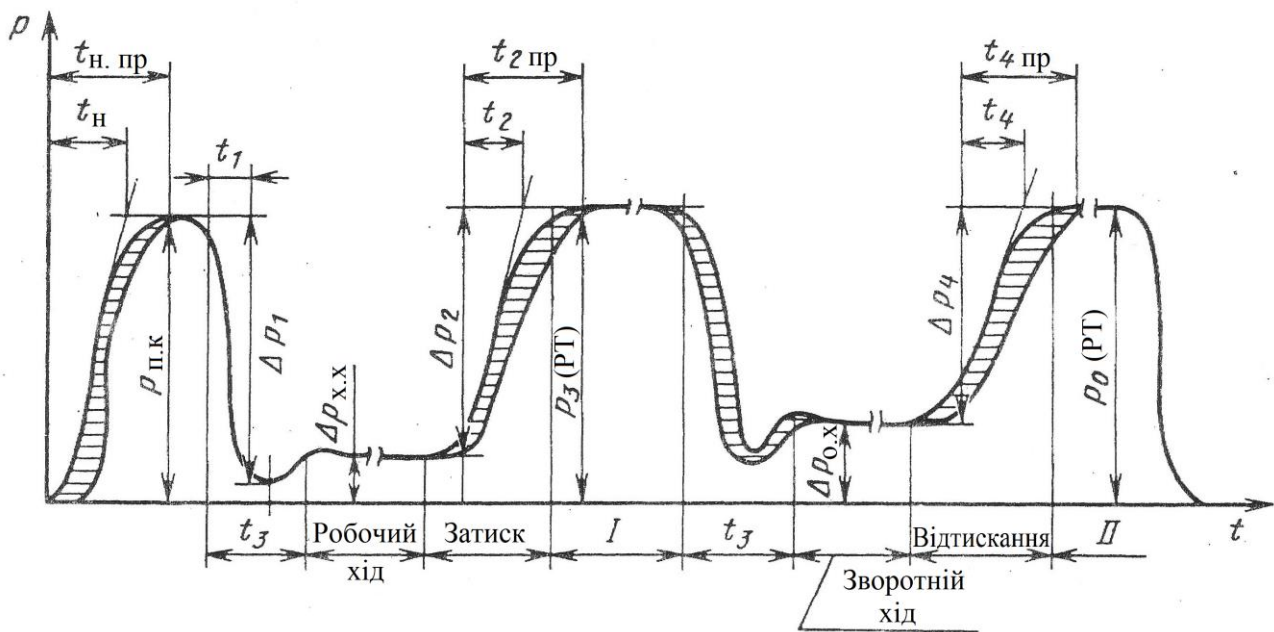


Рисунок 7.6 – Зміна тиску у гідроприводі в процесі робочого циклу

На рис.7.6 позначено: t_n – час підвищення тиску в системі до $p_{п.к}$ при вимкненні клапана розвантаження; $t_{н.пр}$ – граничний час підвищення тиску у системі до $p_{п.к}$; t_1 – час спрацювання гідророзподільника при перепаді тиску Δp_1 ; t_3 – загальний час спрацювання гідророзподільника; t_2 – час підвищення тиску при затисканні заготовки; $t_{2пр}$ – граничний час підвищення тиску при затисканні заготовки; t_4 – час підвищення тиску при відтисканні заготовки; $t_{4пр}$ – граничний час підвищення тиску при відтисканні заготовки; $p_{п.к}$ – тиск налаштування запобіжного клапана; p_3 (РТ) – тиск налаштування РТ при затисканні заготовки; p_0 (РТ) – тиск налаштування РТ при відтисканні заготовки; $p_{х.х}$ – тиск холостого ходу гідроциліндра; $p_{0,х}$ – тиск зворотного ходу гідроциліндра; Δp_1 – зменшення тиску в системі при спрацюванні гідророзподільника; Δp_2 – підвищення тиску в системі при затисканні заготовки; Δp_4 – підвищення тиску в системі при відтисканні заготовки.

Аналіз кривої зміни тиску у системі при виконанні технологічного циклу показує, що кожна зміна тиску характеризує перехідний процес спрацювання відповідного гідравлічного апарата до визначеного значення налаштування запобіжного клапана.

При вимкненні клапана розвантаження час підвищення тиску у гідросистемі t_n характеризує технічний стан клапана навантаження, пластинчатого насоса, гідравлічної лінії до гідророзподільника і запобіжного клапана. Увімкнення гідророзподільника та зменшення тиску до значення,

при якому починається рух поршня на холостому ході, дозволяє провести оцінювання технічного стану першої половини гідророзподільника та пружні властивості робочої рідини в магістралі живлення гідросистеми. Ділянка кривої зміни тиску, на якій поршень торкається упора і здійснює затискання деталі, характеризує технічний стан системи за час t_2 підвищення тиску.

Відрізок часу I (рис. 7.6) дорівнює часу обробки деталі у затиснутому стані, відрізок часу II – часу виконання допоміжних операцій. Обидва ці відрізки часу контролюються РТ, який служить для блокування цих операцій і ввімкненні наступних елементів робочого циклу. Відтискання здійснюється при спрацюванні гідророзподільника, технічний стан другої половини якого можна оцінити за характером кривої зменшення тиску у гідросистемі. Потім починається зворотний рух поршня. Коли поршень зміститься на повний робочий хід (до упора), за часом t_4 підвищення тиску до тиску спрацювання запобіжного клапана можна провести оцінювання загального технічного стану гідравлічної системи.

7.2.4. Метод порівняння і накладання осцилограм оснований на аналізі одночасно записаних осцилограм різних параметрів або того самого параметра, але при різних режимах (умовах) роботи гідроприводу. Цей метод є ускладненим методом еталонних осцилограм, за допомогою якого аналізується динаміка зміни параметра або встановлюється місце виникнення дефекту. Метод універсальний та ефективний при діагностуванні нових конструкцій гідроприводу або при складному проявленні відмови для уточнення діагнозу. Автоматизація цього методу утруднена.

7.3. Методи діагностування за параметрами робочої рідини

Робоча рідина виконує у гідроприводах важливі та різносторонні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захисту деталі від корозії, евакуації продуктів відпрацювання. Комплекс вимог, які пред'являються до робочої рідини, значною мірою залежить від функцій, що виконує гідропривід, та докладно описаний у роботі [44]. Причому зі збільшенням тиску та розширенням діапазону температур та інших параметрів гідроприводу значимість параметрів робочої рідини зростає. Робочих рідин універсального призначення поки не створено, оскільки вони повинні задовольняти широкий ряд часто суперечливих вимог. Зазначимо, що останнім часом все більшого поширення набувають негорючі робочі рідини типу FH-42 та створені на основі води – водна гідравліка.

Контроль технічного стану робочої рідини є складовою частиною системи технічного діагностування гідроприводів. Причому необхідно виділити два основні завдання, виконання яких забезпечує нормальну експлуатацію гідроприводу: періодичний контроль основних параметрів, що характеризують технічний стан робочої рідини, для оцінювання відповідності її технічним вимогам та діагностування гідроприводу за параметрами робочої рідини.

7.3.1. Методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.

Контроль якості виготовлення робочих рідин і зміни їх технічного стану в процесі експлуатації гідравлічних приводів здійснюється на підставі комплексу випробувань за стандартними методами.

При прийманні кожної партії рідини обов'язково контролюють: в'язкість за ГОСТ 33-82; температуру спалаху за ГОСТ 20799-88; температуру замерзання за ГОСТ 20287-91; кислотне число КОН за ГОСТ 5985-79 або ГОСТ 11362-96; наявність домішок за ГОСТ 6370-83 і ГОСТ 10577-78; стабільність проти окислювання за ГОСТ 981-75; корозійний вплив на метали за ГОСТ 2917-76; зміну маси стандартної гуми за ГОСТ 9.030-74.

При збереженні рідини для гідроприводів необхідно здійснювати їх регулярний контроль на відповідність характеристик встановленим вимогам. Для рідин гідроприводів у процесі їх зберігання передбачено проведення повного і контрольного аналізу проб рідини з періодичністю один раз у шість місяців (визначають вміст механічних домішок, води, кислотне число, температуру спалаху). При проведенні контрольного аналізу, який проводять один раз у три місяці, визначають вміст механічних домішок і води. Відбір проб для аналізу здійснюють за ГОСТ 2517-85.

При експлуатації гідравлічних приводів здійснюють регулярний контроль таких параметрів робочої рідини: в'язкість; наявність механічних домішок і води. У ряді випадків контролюють кількість нерозчиненого повітря в рідині.

Контроль в'язкості робочої рідини. При експлуатації гідроприводу у результаті деструкції молекул та інших факторів відбувається зменшення в'язкості робочої рідини. Це погіршує її мастильні властивості та може привести до підвищеного зношення з'єднаних деталей гідроагрегатів. У зв'язку з цим для робочих рідин гідроприводів та агрегатів встановлені граничні показники в'язкості, значення яких наведено в розділі 10.

Для контролю кінематичної в'язкості робочих рідин використовують віскозиметри різних типів: капілярні; ротаційні; вібраційні. Причому найбільшого поширення набули капілярні. Визначення кінематичної та

розрахунок динамічної в'язкості мастил на нафтовій основі проводять відповідно до ГОСТ 33-82.

Контроль чистоти робочої рідини. Чистота робочої рідини гідроприводів строго регламентується. Для оцінювання чистоти робочої рідини використовуються такі показники: маса часток забруднень в одиниці об'єму рідини, мг/л або %; (масова концентрація забрудненості, ГОСТ 6370-83), кількість часток бруду різних розмірів в одиниці об'єму рідини (гранулометричний склад забруднень, ГОСТ 17216-71). У ряді випадків використовують й інші критерії.

Найбільш широко використовується нормування допустимої забрудненості рідини за гранулометричним складом, ГОСТ 17216-71. Стандарт встановлює 17 класів чистоти робочої рідини, кожному з яких відповідає визначена кількість часток різного розміру, яка міститься у 100 см³ проби рідини. Класи чистоти робочої рідини для гідроприводів різних типів наведено в [44]. Для оцінювання чистоти робочої рідини використовують такі методи контролю: візуальний; масової концентрації забруднень та гранулометричний.

Візуальний контроль є найбільш простим. При його використанні крізь контрольний фільтр тонкого очищення пропускають певний об'єм рідини, а потім ретельно оглядають поверхню фільтруючого елемента. За виявленими забрудненнями встановлюють чистоту робочої рідини. Зазначимо, що без застосування оптичних засобів можна виявити забруднення розміром, більшим за 25 мкм, з оптичними засобами – 10...15 мкм.

Масову концентрацію забруднень у робочій рідині визначають за ГОСТ 6370-83. Згідно з цією методикою пробу рідини розбавляють дво- або чотирикратним об'ємом бензину або бензолу, пропускають крізь бензольний фільтр, сушать та зважують (точність зважування до 0,2 мг). За результатами зважування встановлюють масову концентрацію механічних домішок. Для визначення органічної та неорганічної частки забруднень бензольний фільтр, разом з частками забруднень, спалюють. Неорганічну частку забруднень визначають як різницю загальної концентрації забруднень і концентрації органічної частки.

У гідравлічних системах загальнопромислового призначення робоча рідина вважається чистою, якщо вміст забруднень при аналізі проби за масою не перевищує 0,005 %, що становить 50 мг/л.

Одним з методів визначення гранулометричного складу забруднень і класу чистоти рідини, який широко використовується, є мікроскопічний метод контролю.

Метод оснований на підрахунку під мікроскопом з 250-кратним або 500-кратним збільшенням для кожного розмірного інтервалу (ГОСТ 17216-71) кількості часток забруднень, що осіли з проби рідини на дно осадової склянки або затриманих на поверхні нітроцелюлозного мембранного фільтруючого елемента.

Похибка у визначенні гранулометричної характеристики забрудненості робочої рідини гідросистеми суттєво залежить від методики обробки проб і суб'єктивності оператора, який здійснює підготовку до аналізу та аналіз. При визначенні забрудненості рідини у гідросистемі, яка експлуатується, відбір проб необхідно здійснювати після п'ятихвилинної роботи гідросистеми з переміщенням усіх її рухомих елементів.

Для підвищення точності та прискорення процесу контролю класу чистоти рідини інтенсивно розробляються автоматичні лічильники. Найбільше поширення одержали автоматичні лічильники, в яких використовується фотоелектричний принцип визначення розміру і підрахунку часток забруднень шляхом розгорнення досліджуваної проби рідини на широкій доріжці. На цьому принципі побудовані прилади контролю, що випускаються серійно, – аналізатор механічних домішок ФС-112 (фотоелектричний лічильник) і ПКЖ-902, ПКЖ-904 (прилад контролю рідини).

Аналізатор механічних домішок ФС-112 містить проточну скляну кювету, освітлювальну систему, що утворює у поперечному напрямку кювети яскраво освітлену зону у вигляді вузької смужки світла, фотодетектор, розташований перпендикулярно до осей кювети й освітлювача, а також електронний блок обробки і реєстрації сигналів. Частки забрудненої рідини, що зависли у рідині, при протіканні крізь проточну кювету в час перетину освітленої зони розсіюють імпульси світла. Останні надходять до фотодетектора та перетворюються ним в електричні імпульси, що після підсилення надходять до амплітудного диференційного аналізатора. При цьому електронний лічильник імпульсів підраховує тільки ті імпульси, які знаходяться в інтервалі між нижнім та верхнім рівнями дискретизації. При зміні налаштування лічильника аналізуються частки іншої розмірної групи.

Аналізатор дозволяє робити підрахунок часток різних розмірних груп від 5 до 500 мкм із похибкою $\pm 15 \%$. Час підрахунку часток у пробі до 60 с. Гранично припустимий вміст часток у рідині 1 000 шт. на 100 см^3 об'єму. Кінематична в'язкість контрольованої рідини не повинна перевищувати $\nu_{50} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Якщо рідина, що досліджується, має більшу кінематичну

в'язкість, то для проведення аналізу її необхідно попередньо розвести чистим бензином у пропорції, наведеній в інструкції з експлуатації.

За аналогічним принципом побудовано прилад контролю чистоти робочої рідини типу ПКЖ, рис. 7.7. Він дозволяє за одним проливанням проби отримати інформацію про гранулометричний склад забруднень у діапазонах 5...10, 10...25, 25...50, 50...100 і більш за 100 мкм з похибкою 25...30 %. Інформація може бути виведена ПК для подальшої обробки. Діапазон вимірюваної концентрації забруднень становить від 1 до 150 000 часток на 100 см³ об'єму рідини. Прилад має п'ять індикаторів «Рівень забрудненості». Для контролю дуже забруднених рідин передбачена можливість відключення діапазонів вимірювання 5...10 і 10...25 мкм.

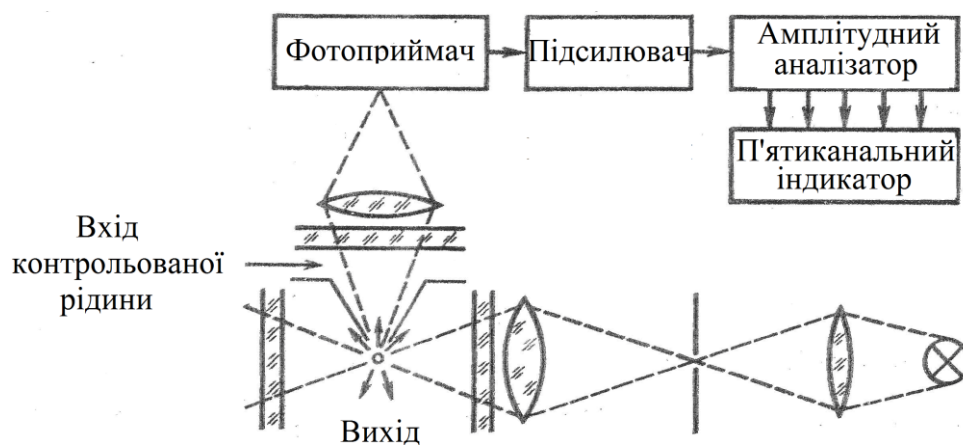


Рисунок 7.7 – Схема датчика приладу ПКЖ-902

Прилад ПКЖ-904 дозволяє здійснювати контроль чистоти рідини окремими пробами, а також легко може бути вмонтований в гідросистему для проведення оперативного контролю стану і динаміки зміни чистоти рідини в працюючих системах при їх промиванні та заправленні. Недоліком такого контролю чистоти робочої рідини є велика похибка при вимірюванні за наявності у потоці рідини пухирців нерозчиненого повітря. Для підвищення точності вимірювання чистоти робочої рідини у таких випадках рекомендується проводити у проміжному відгалуженому потоці.

Принцип дії контактно-електричного аналізатора оснований на тому, що рідину пропускають між електродами конденсатора, до яких підведена висока напруга. Під дією електричного поля частки механічних забруднень зміщуються до електродів. Частка, яка проводить електричний струм, що потрапив на електрод, набуває його електричний заряд. Якщо він достатньо великий, то під дією сил відштовхування частка відривається від електрода і

зміщується до протилежного електрода, на якому відбувається аналогічне явище. Процес повторюється до тих пір, поки частка знаходиться під дією електричного струму. При кожному контакті з електродами у зовнішньому ланцюгу з'являються імпульси струму, обумовлені перезарядженням часток. Амплітуда кожного імпульсу пропорційна заряду відповідної частки. Період автоколивань кожної частки між електродами залежить від її розмірів. Кількість імпульсів пропорційна кількості часток забруднень.

Аналізуючи кількість імпульсів, їх амплітуду і період автоколивань, можна отримати інформацію про гранулометричний склад забруднень рідини; при інтегруванні усіх імпульсів – про об'ємну концентрацію забруднень.

Крім аналізаторів, що дозволяють визначити гранулометричний склад забруднень, але працюють в умовах стаціонарних лабораторій, застосовуються різні прилади і пристрої, що дає можливість робити експрес-аналіз забруднень робочих рідин. Одним з таких пристроїв є установка, за допомогою якої визначається забруднення робочих рідин методом центрифугування окремих проб. Проба рідини при обертанні знаходиться у відносному спокої, і на частки забруднень, що знаходяться в рідині, діє відцентрована сила, що переміщає їх до периферії ємності відносно осі обертання. Інтенсивність переміщення часток залежить від різниці щільності забруднень і робочої рідини, від кутової швидкості і відстані часток від осі обертання.

Необхідно зазначити, що існує велике різноманіття приладів контролю класів чистоти робочої рідини, докладний опис яких наведено у роботах [40, 41]. Оцінюючи технічні можливості цих приладів, слід зазначити, що спільним їх недоліком є використання здебільшого окремих проб рідини для визначення гранулометричного складу забруднення. Це привносить певну похибку у результати вимірювання, пов'язану з особливостями відбору проб, їх транспортуванням та збереженням. Крім цього, метод проб не дозволяє оцінювати динаміку зміни забруднення гідросистеми залежно від режимів її роботи. У зв'язку з цим набуває актуальності створення автоматизованих засобів гранулометричного контролю чистоти робочої рідини.

Оцінка вмісту води у гідравлічних рідинах. Її проводять за характерним потріскуванням при нагріванні проби масла (ГОСТ 4-85). Для цього пробірку, заповнену на 60 ...70 % висоти маслом та закриту пробкою, в центрі якої розміщено термометр, встановлюють у масляну баню і нагрівають до температури 150 °С. При наявності води масло піниться і чути характерне

потріскування. Наявність води вважається встановленою, якщо виразне потріскування чується не менше двох разів.

Емульсійну воду в маслах визначають за ГОСТ 2477-65. Для цього 100 см³ масла змішують з 100 см³ розчинника (бензину прямої перегонки) і нагрівають у металевій колбі. Випарена вода конденсується у холодильнику та накопичується у градуйованому скляному приймачі. Нагрівання припиняють після того як об'єм води у приймачі перестає збільшуватися. Визначають кількість сконденсованої води та підраховують її процентний вміст:

$$X = \frac{V\rho}{m},$$

де V – об'єм води у приймачі; ρ – густина масла при температурі взяття проби; m – маса проби.

При експлуатації гідроприводу наявність води у робочій рідині контролюється візуально. Для цього розміщують пробу рідини в чистій скляній пробірці, при цьому можуть бути виявлені краплини емульсії води розміром 30...40 мкм.

Контроль вмісту нерозчинених газів у робочій рідині. За принципом дії способи такого контролю можуть бути класифіковані: на апаратурний контроль з використанням ультразвукового, електроємнісного, радіоізотопного, фотоелектричного та інших фізичних методів; об'ємний метод контролю з використанням вимірювальних трубок або стиску рідини до повного розчинення в ній газів; контроль за зміною параметрів потоку газорідинної суміші – тиску та витрати по довжині, тиску у замкненому об'ємі, густини газорідинної суміші.

Існуючі засоби і методи, які не потребують попереднього тарування, базуються на зміні параметрів газорідинної суміші. Однак використання цих приладів і методів обмежене складністю їх експлуатації у польових умовах, необхідністю витримки постійної температури та розрахунку модуля пружності газорідинної суміші.

Широке використання отримали прилади, основані на вимірюванні об'єму газорідинної суміші в результаті деформації газової складової при стисканні. Основним недоліком цього методу є невисока точність вимірювання газовмісту внаслідок зміни параметрів потоку робочої рідини при проходженні через пристрій.

Найбільш перспективним є використання приладів, основаних на вимірюванні об'єму газорідинної суміші при її стисканні до повного

розчинення газу в рідині. Такі прилади використовуються у лабораторних та польових умовах для контролю стану робочих рідин гідросистем мобільних машин.

7.3.2. Методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами робочої рідини. Одним з перспективних напрямків у діагностуванні гідравлічних приводів є оцінка їх технічного стану за станом робочої рідини. Крім контролю температури робочої рідини як інтегрального діагностичного параметра гідравлічної системи, одержують розвиток методи діагностування, основані на аналізі забруднень рідини за її якісним і кількісним складом.

При експлуатації гідравлічних систем за наявності металевої стружки на фільтруючих елементах фільтрів, встановлених в лінії нагнітання за насосами, оцінюють інтенсивність зношення елементів насосів. З цією ж метою часто використовують магнітні пробки, які встановлюють у системі для уловлювання металевих продуктів зношення.

Для якісної оцінки забруднень робочої рідини використовується емісійний спектральний аналіз, що дозволяє визначати хімічний склад елементів забруднень і їх процентний вміст. Для фазового аналізу застосовується рентгеноскопичний метод, за допомогою якого можна визначити наявність кремнію, оксидів металів та інших елементів, що входять до складу механічних домішок. За відомою концентрацією хімічних елементів, визначеною спектральним аналізом, і складом речовин, отриманим рентгеноскопичним методом, оцінюється концентрація окремих речовин у забрудненні.

Метод спектрального аналізу має велику інформативність і є досить перспективним. Сутність методу полягає в тому, що проба робочої рідини або картерного масла спалюється в електричній дузі між графітовими електродами, і випромінювання, що виникає після обробки оптичним та електронним пристроєм, надає інформацію про присутність у пробі продуктів зношення та інших домішок.

Метод реалізується на малогабаритних фотоелектричних установках МФС-5 і МФС-7, які випускаються промисловістю. Швидкість виконання спектрального аналізу на цих установках дуже висока і значно перевищує швидкість проведення аналізів іншими методами, що особливо важливо при великій кількості аналізів. Завдяки високій продуктивності і малих витратах матеріалів вартість одного аналізу зазвичай незначна, незважаючи на високу

вартість устаткування.

Постійне застосування спектрального аналізу проб робочої рідини дозволяє визначити поточний технічний стан гідроагрегатів, що дасть можливість зменшити вартість планових ремонтів та технічного обслуговування, попереджувати аварії, підвищувати ефективність експлуатації машини завдяки прогнозуванню терміну служби машини і скороченню простоїв.

Однак метод спектрального аналізу ще не знайшов широкого застосування для діагностування гідравлічних систем приводів, тому що наявність великої кількості пар тертя в агрегатах сучасних гідросистем істотно утруднює визначення місць інтенсивного зношення за результатами спектрального аналізу робочої рідини.

Перевагами методів, які використовують параметри стану робочої рідини, є низька трудомісткість, відсутність необхідності навантаження об'єкта діагностування. До недоліків необхідно віднести складність відбору проб, низьку точність, трудність виявлення несправних елементів, необхідність використання дорогого обладнання.

Перспективним для діагностування гідравлічного приводу є метод, розроблений у ДонДТУ, за яким його стан встановлюється за кольором лакмусового папірця, який занурюють у робочу рідину.

7.3.3. Агрегат миттєвого діагностування якості робочої рідини
гідроприводу Fluid Control Unit FCU фірми HYDAC International GmbH [50]

Як було зазначено вище, одним з перспективних напрямків у діагностуванні гідравлічних приводів є оцінка їх технічного стану за станом робочої рідини. Крім контролю температури робочої рідини як інтегрального діагностичного параметра гідравлічної системи, одержали розвиток методи діагностування, основані на аналізі забруднень рідини за її якісним і кількісним складом. Одним з таких приладів є агрегат Fluid Control Unit FCU фірми HYDAC International GmbH, рис. 7.8. Він є переносним та призначений для миттєвого виміру твердих забруднень, температури та ступеня насичення водою (відносної вологості), у відсотках, робочих рідин гідравлічних систем, а саме мінеральних мастил або рідин на їх основі, температура займання яких більша за 55° / 131°F та кінематична в'язкість яких знаходиться у діапазоні 10...350 мм²/с.



Рисунок 7.8 – Комплект агрегату Fluid Control Unit FCU: 1 – пристрій Fluid Control Unit серії FCU 1310; 2 – блок живлення; (первинна напруга: 90–240 В змінного струму / вторинна напруга: 24 В постійного струму / 5 А); 3 – з'єднувальний кабель до блока живлення; 4 – INLET (впуск) шланг для всмоктування, відкритий кінець прозорий, $L = 0,3$ м; 5 – INLET (впуск) шланг високого тиску з різьбовою муфтою для з'єднання типу 1620, колір: чорний $L = 2$ м; 6 – адаптер високого тиску; 7 – OUTET (выпуск) зливний шланг, прозорий $L = 2$ м.

До комплекту Fluid Control Unit FCU також входять: інструкція з експлуатації та технічного обслуговування; сертифікат калібрування; диск з програмою FluMoS; USB – накопичувач з інструкцією з експлуатації та технічного обслуговування. Вбудований насос разом з шлангами, що входять до комплекту агрегату, дозволяють використовувати його в управляючих, напірних контурах та з безнапірними резервуарами. Внутрішнє ЗУ для даних дозволяє здійснювати запис вимірюваних значень у реальному часі. USB-інтерфейсом можна скопіювати всі вимірювані значення на USB-накопичувач або пересилати їх за допомогою Bluetooth на екран мобільного пристрою та аналізувати на ПК вимірювані значення за допомогою програм MS-Excel або FluMoS.

У функції агрегату входить: оптичне визначення забруднень твердими частками рідини; ємнісне визначення відносної вологості (у відсотках) насичення; резистивне вимірювання температури; автоматичне вимірювання і індикація чистоти робочої рідини відповідно до ISO 4406: 1987; NAS 1638, ISO 4406: SAE AS 4059 (D); точність вимірювання $\pm 1/2$ ISO Code у каліброваному діапазоні; працювати без адаптера високого тиску до максимального тиску в

системі – 45 бар та з адаптером високого тиску – 345 бар. Живиться FCU від бортових мереж 12/24 В постійного струму з центральним запобіжним вимикачем навантаження. Вимірювання параметрів робочої рідини відбувається у переривчастому режимі з відносною тривалістю включення 40 % ($t_1 = 0,4 t_0$), рис. 7.9.

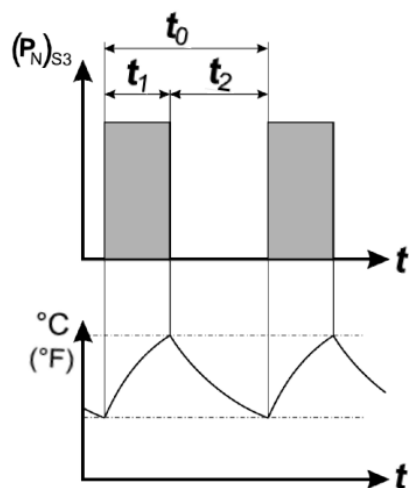


Рисунок 7.9 – Режим експлуатації агрегату: $(P_N)_{S3}$ – номінальна потужність; t_0 , t_1 та t_2 – відповідно час циклу, час експлуатації та охолодження; °C (°F) – температура

Працює прилад FCU таким чином, рис. 7.10. Масло (напірним з'єднувальним фітингом або з безнапірного резервуара) безперервним потоком, через з'єднувальний фітинг INLET (впуск) 1, фільтр 2, виконаний у вигляді сітки, встановленої на входному отворі, надходить до шестеренного насоса 3 з електричним приводом 4 і далі до приладу. Потік масла протікає крізь оптичний датчик наявності забруднень Contamination Sensor 6. Частки забруднень в потоці масла викликають імпульсноподібне затінення променя світла, які класифікуються аналізуючим електронним модулем як зміна сигналу, а потім підраховуються. Аналізуючий модуль за результатами виміряних сигналів, які надходять від оптичного датчика, безперервно розраховує класи чистоти рідини для проби 100 мл.

Для зменшення впливу пухирців повітря, які знаходяться в рідині, на результати виміру в пристрої встановлюється заданий тиск, який налаштовується клапаном 7. Запобіжний клапан 5 захищає гідравлічну систему від надмірного тиску.

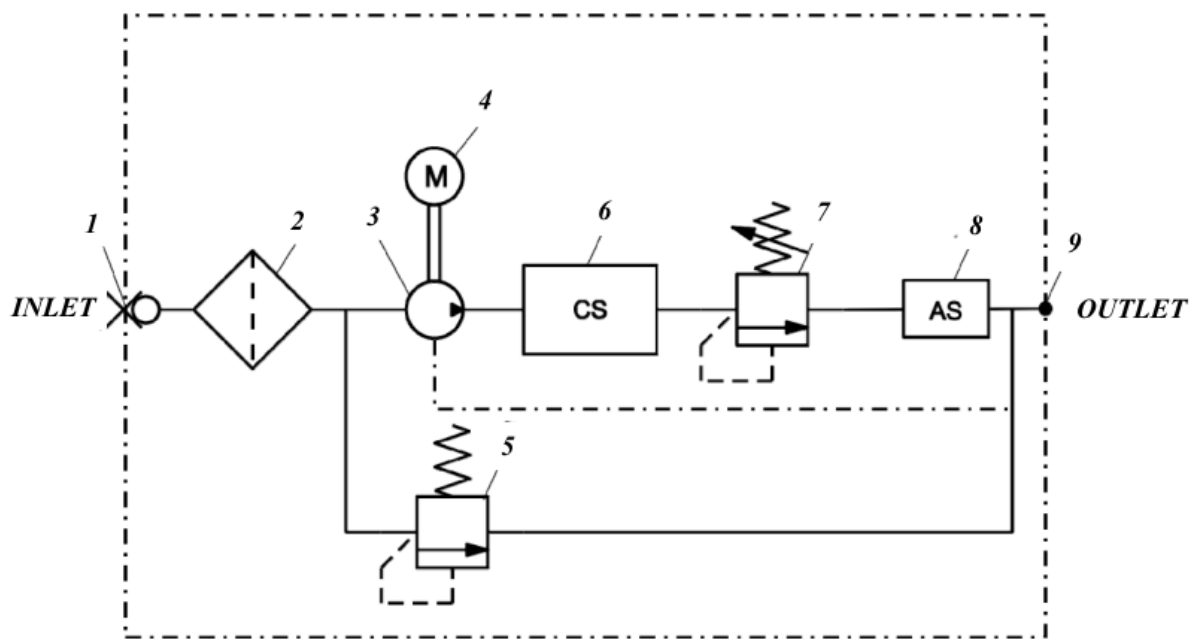


Рисунок 7.10 – Гідравлічна схема пристрою Fluid Control Unit серії FCU 1310

Потік рідини витікає з фітинга OUTET (випуск) 9 та відводиться шлангом в безнапірний резервуар. Аналізуючий електронний модуль контролює такі параметри: роботоздатності датчика наявності часток забруднень в рідині; течію рідини; напругу електроживлення; роботоздатність датчика наявності води Agua Sensor 8. В разі несправності автоматично виводиться індикація про несправність і вимірювання припиняється. Як тільки несправність буде усунено, аналізуючий модуль автоматично повертається в вихідний стан і вимірювання продовжуються.

Панель управління пристрою, рис. 7.11, містить: 1 – індикація «ISO, SAE/NAS, Flow, Drive» з клавіатурою; 2 – індикація (насичення водою); 3 – індикація «Wassersattigung» «Температура рідини»; 4 – вимикач ON/ OFF (Вмик/Вим) вбудованого насоса; 5 – напруга живлення 24 В постійного струму; 6 – інтерфейс за даними (ДАТА); 7 – з'єднувальний фітинг OUTET (випуск); 8 – з'єднувальний фітинг INLET (впуск); 9 – USB-роз'єм з кришкою; інтерфейс Bluetooth.

Технічні характеристики пристрою Fluid Control Unit серії FCU 1310 наведені в табл. 7.4 – 7.7.

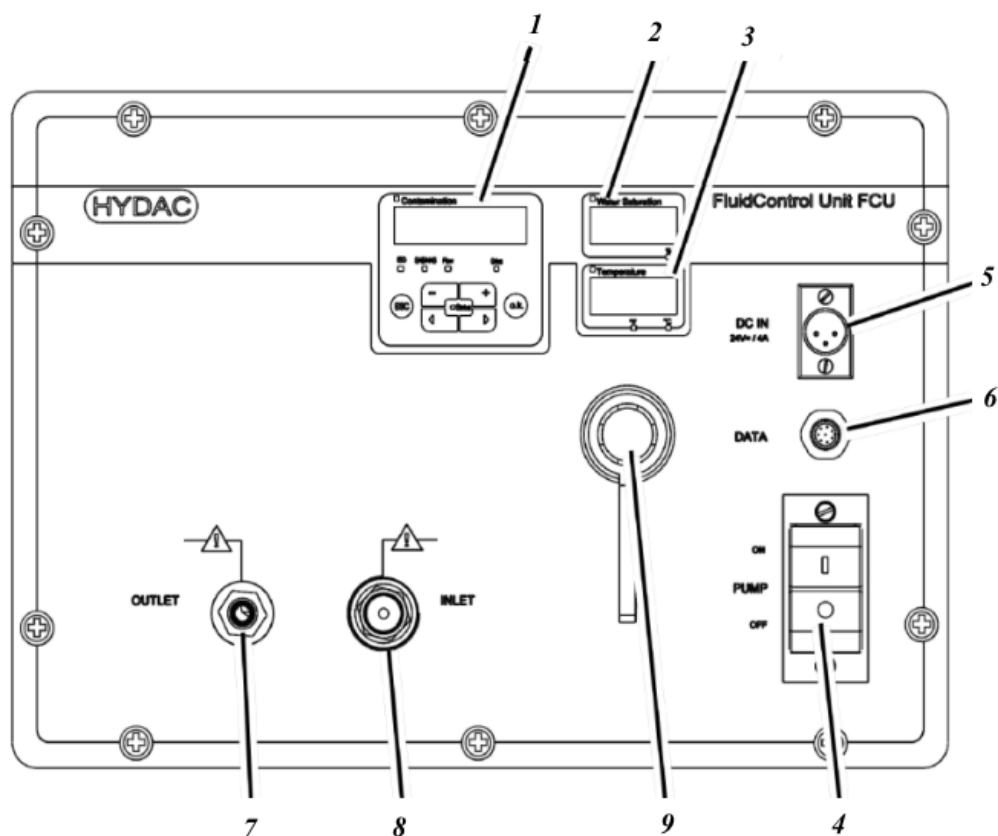


Рисунок 7.11 – Панель управління пристрою Fluid Control Unit

Таблиця 7.4 – Технічна характеристика датчика чистоти рідини Contamination Sensor

Самодіагностування	Безперервне діагностування з індикацією похибки світлодіодним індикатором стану і дисплеєм
Дисплей	Світлодіодний індикатор, 6/ 4 / 4-розрядний, кожен з розрядів з 17 сегментів
Діапазон вимірів забруднень твердими речовинами	ISO-код / SAE-клас
Діапазон вимірів температури рідини	– 25...100 °C / –13...212 °F
Діапазон вимірів насичення водою	0...100 %
Діапазон вимірювання	Індикація ISO-класів: мін. 9/8/7...макс. ISO 25/24/23 Откалібровано у діапазоні ISO 13/11/10 – ISO 23/21/18
Точність вимірювання	CS: $\pm 1/2$ ISO-код AS: $\leq \pm 3$ % у всьому діапазоні
Сервісна індикація	Flow / Drive
Встановлюваний час вимірювання	10...300 секунд

Таблиця 7.5 – Технічна характеристика гідравлічного обладнання

Робочі рідини	Мінеральне масло або рафінації на його базі
Гідравлічні з'єднувальні фітинги INLET: OUTET:	З'єднувальна муфта типу 1604 Ніпельний штекер DN7
INLET (впуск) Робочий тиск без адаптера високого тиску з адаптером високого тиску	– 0,5...45 Bar 15...345 Bar
OUTET (випуск) Робочий тиск	0...0,5 Bar
Вимірювана витрата	30...500 мл/хв (залежно від в'язкості)
Допустимий інтервал в'язкості	10...350 мм ² /с (для гідравлічного масла ISO VG 68)
Максимальна висота всмоктування	1 м
INLET (впуск) Шланг для всмоктування	DN4 відкритий кінець, колір: прозорий, довжина 0,3 м; колір: чорний, довжина 2 м
INLET (впуск) Шланг високого тиску	DN4 з різьбовим з'єднанням для точки вимірювання 1620
OUTET (випуск) Зливний шланг	DN7 відкритий кінець, колір прозорий, довжина 1 м

Таблиця 7.6 – Технічна характеристика електричного обладнання

Напруга живлення	24 В постійного струму, $\pm 20\%$, пульсація $\leq 10\%$
Максимальний струм	4 А
Максимальна споживана потужність	100 Вт
Режим роботи	режим переривчастої експлуатації відповідно до DIN EN 60034-1/ DIN
Відносна тривалість включення	40 %
Рід захисту	IP 50 (у відкритому стані, в експлуатації) IP 67 (у закритому стані)
Клас захисту	III (мала безпечна напруга)

Таблиця 7.7 – Технічна характеристика агрегату Fluid Control Unit серії FCU

1310

Матеріал ущільнення	FKM (FPM, Viton)
Температура робочого середовища	0°...+ 70°C
Температура оточуючого середовища	0°...+ 45°C
Температура збереження	– 40°...+ 80°C
Відносна вологість повітря	макс. 90 %, без утворення конденсату
Вага (без рідини)	13 кг

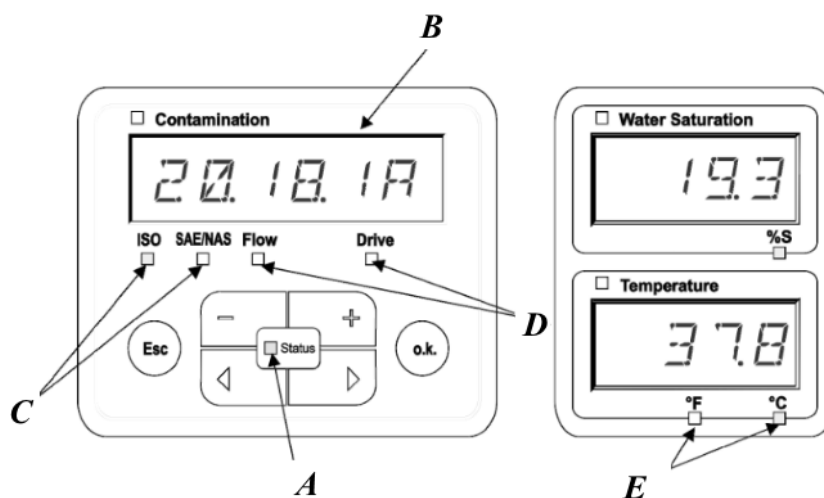


Рисунок 7.12 – Дисплей з елементами управління: *A* – індикація стану; *B* – дисплей (6 розрядний індикатор, на якому зображуються вибрані значення); *C* – вимірювана величина (індикація відповідної вимірюваної величини, яка зображена на екрані: ISO / SAE/NAS); *D* – сервісна величина (індикація відповідної сервісної величини, яка зображена на екрані: Flow/Drive); *E* – одиниця вимірювання (°C або °F)



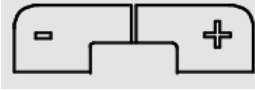
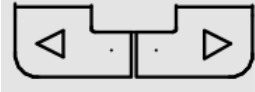
На дисплеї, рис. 7.12, розміщено клавіатуру (табл. 7.8), що містить шість клавіш за допомогою яких управляють агрегатом FCU та виконують переміщення в ієрархічно структурованому меню. Клавіатура дозволяє:

- встановлювати дату і час проведення експерименту;
- встановлювати адресу шини для передачі вимірних значень через інтерфейс для даних в HSI протоколі;
- очищати поля пристрою пам'яті;
- встановлювати час вимірів;
- вибирати спосіб калібрування (повернення до заводського налаштування);
- збереження даних;

- відміну усіх змін та вихід із ділового меню;
- запис даних;
- позначати точки вимірів;
- задавати одиниці вимірювання.

На дисплей виводяться дані про стані агрегату та його похибки.

Таблиця 7.8 – Функції клавіатури

Клавіатура	Опис
	на один рівень вниз; підтвердження зміненого значення (самий нижчий рівень); підтвердити, щоб зберегти значення або відкинути його (самий верхній рівень)
	на один рівень вверх; не змінювати жодного значення
	змінювати значення на самому нижчому рівні (якщо ви знаходитесь на самому нижчому рівні, то блимає індикація)
	перегортувати на дисплеї; перегортувати за допомогою меню; вибирати числа

В адаптері високого тиску (рис. 7.13, 7.14), який використовується для вимірювання при тиску в гідравлічній системі 15...345 Bar, знаходиться сітка (400 мкм) для захисту клапана регулювання від бруду. Витрата рідини крізь нього знаходиться в діапазоні 0,55...0,7 л/хв.



Рисунок 7.13 – Вигляд адаптера високого тиску

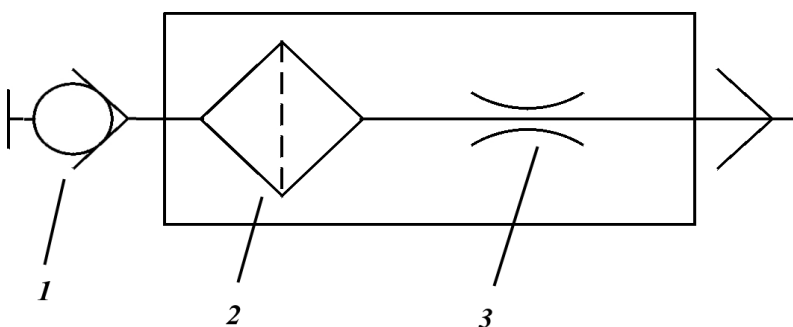


Рисунок 7.14 – Гідравлічна схема адаптера високого тиску: 1 – зворотний клапан; 2 – сітчастий фільтр; 3 – дросель

Функція Field Verification Kit дозволяє виконати перевірку похибки вимірювання Fluid Control FCU (блока контролю робочої рідини) 1310 визначення забрудненості рідини. За результатами вимірювання приймають рішення про проведення додаткового калібрування FCU чи збільшення експлуатаційного періоду. Додаткове калібрування FCU виконують відповідно до стандарту ISO 9000 для приладів вимірювання.

7.4. Віброакустичні методи діагностування

7.4.1. Вібраційні методи діагностування гідравлічних агрегатів.

Робота гідравлічних приводів машин супроводжується хвильовими коливальними процесами, що виникають внаслідок незрівноваженості та зношення рухомих частин гідроприводу, зміни навантажень, перерозподілу енергії при зміні напрямку руху або турбулізації потоку робочої рідини. Ці хвильові коливальні процеси спричиняються джерелами вібрації та шуму агрегатів гідравлічного приводу.

Оскільки вібрація і шум виникають при взаємодії структурних елементів агрегатів, вони несуть корисну інформацію про їх технічний стан. За допомогою вібраційного методу діагностування здійснюється безпосередній контроль динамічного силового впливу, завдяки чому можна на більш ранній стадії знайти і попередити несправності. Зазначимо, що причини виникнення шуму і вібрацій у системах гідроприводів та методи боротьби з ними досить докладно розглянуті у роботах [7, 44].

Акустичний метод використовує у якості діагностичної ознаки шум, який супроводжує роботу гідроагрегатів. Акустичні явища є відображенням найбільш суттєвих фізичних процесів у гідроагрегатах, а саме деформації та напруження у деталях, коливання середовища і робочих тіл. Шум як носій інформації має велику інформативність, широкий спектр, реєстрація шуму дозволяє проводити швидке вимірювання у процесі експлуатації гідроагрегату.

Контроль внутрішніх витоків у гідроагрегатах за допомогою акустичних методів базується на прямій залежності рівня шуму від витрати рідини крізь зазори у гідроагрегаті. Джерелом ультразвукових коливань у цьому випадку є турбулізація потоку рідини на виході їх зазорів, коливання, які передаються на корпус гідроагрегату. Рівень шуму може вимірюватися, наприклад, ультразвуковим шукачем течії, який складається з ультразвукового щупа та індикатора.

Сутність віброакустичного методу полягає у такому. Робота вузлів та

агрегатів гідроприводу супроводжується вібро- і гідроударними процесами або акустичними шумами, які називають структурним шумом (на відміну від шуму повітря, який збуджується механізмами у навколишньому середовищі). У міру зношення механізмів або виникнення в них дефектів порушуються кінематичні зв'язки між деталями, внаслідок чого характер шуму і вібрації змінюється.

Позитивними факторами, що сприяють поширенню методів і засобів віброконтролю агрегатів гідравлічного приводу, є висока інформативність віброакустичних сигналів, простота їх перетворення в електричні сигнали, і, отже, можливість автоматизації процесу контролю і діагностування. Необхідно зазначити, що характерною особливістю для спектрів справних насосів є дуже слабкий рівень шуму у діапазоні частот до 5 кГц. У спектрі вібрації насоса практично завжди присутня субгармонійна складова з номером гармоніки 1 / 2. Це пов'язано з особливостями власних характеристик деталей вузла насоса, який качає. Частота цієї гармоніки визначається як добуток роторної частоти, помноженої на кількість поршнів насоса.

Флуктуація частоти обертання і взаємодія її з іншими джерелами коливань, особливо з тими, які виникають через несправності поршневої пари, приводять до модуляції вібраційних сигналів, які генеруються поршневою парою, тобто до повільної (порівняно з періодом) зміни основних параметрів коливань: амплітуди, частоти і фази. Відомі три основних типи модуляції: амплітудна, частотна і фазова. Для амплітудної модуляції характерна поява в спектрі бокових частот, що дорівнюють $f + \Omega$ і $f - \Omega$ (тут f – частота поршневої гармоніки, Ω – частота модуляції). При частотній і фазовій модуляціях, крім цих частот, можуть виникнути коливання з частотами $f \pm 2\Omega$, $f \pm 3\Omega$ і т.д. Хоча питання виникнення і модуляції коливань в агрегатах гідроприводу вивчені недостатньо, можна вважати, що основні її причини – несправності у поршневій парі, через які виникають значні зміни амплітуди пульсації тиску порівняно з насосами, в яких поршні справні. При цьому найчастіше виникають амплітудна і частотна модуляції поршневої вібрації. Другою причиною модуляції основних гармонік є нестабільність частоти обертання.

Діагностичні ознаки (параметри). Будь-який складний коливальний рух може бути зображений як сукупність простих гармонійних коливань. У загальному випадку гармонійне коливання характеризується трьома незалежними параметрами: амплітудою A , частотою f і початковою фазою ϕ , пов'язаними між собою законом синуса (косинуса):

$$y = A \cos(\omega t - \phi), \quad (7.1)$$

де y – вібропереміщення; ω – кутова частота коливань.

Продиференціювавши послідовно рівняння (7.1), одержимо:

$$\begin{aligned}v &= y' = -A \omega \sin(\omega t - \varphi); \\j &= y'' = -A \omega^2 \cos(\omega t - \varphi),\end{aligned}$$

де v – віброшвидкість; j – віброприскорення.

Амплітуди вібропереміщення A , віброшвидкості v і віброприскорення пов'язані між собою співвідношеннями:

$$v = A \omega; \quad j = A \omega^2 = v \omega.$$

Перелічені параметри використовують при діагностуванні основних станів агрегатів системи гідроприводу. Необхідно зазначити, що їх значення регламентовані відповідними ДСТУ та наводяться у паспортах пристроїв.

Іноді замість віброприскорення використовують коефіцієнт віброперевантаження K , який дорівнює відношенню віброприскорення до прискорення вільного падіння $K = \frac{j}{g}$.

Наведені значення параметрів називають піковими. Вони ефективні при аналізі гармонічних вібрацій. Велику практичну цінність при діагностуванні гідроприводів за параметрами вібрації має середнє абсолютне значення параметра

$$y_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \int_0^T [y(t)] dt, \quad (7.2)$$

та середнє квадратичне (ефективне) значення параметра

$$y_{\text{еф}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [y^2(t)] dt}, \quad (7.3)$$

яке характеризує енергію вібрації (T – період коливань).

Для гармонічного коливання

$$A = \sqrt{2} y_{\text{еф}} = \left(\frac{\pi}{2} \right) y_{\text{ср}}. \quad (7.4)$$

Наведеним величинам слід надавати перевагу при описі сигналів, які не є чисто синусоїдальними коливаннями і мають випадковий характер.

Кожний з розглянутих параметрів має певні особливості при використанні його у якості діагностичної ознаки. Амплітуда вібропереміщень характеризує деформацію конструкції при вібрації і використовується, коли несправність призводить до зміни деяких лінійних та кутових розмірів. Віброшвидкість дозволяє провести оцінювання вібронапруги конструкції, яка, у

свою чергу, визначає процес накопичення пошкоджень від втоми та довговічність гідроагрегату. Віброприскорення характеризує рівень інерційного навантаження, яке виникає при коливаннях. Питання використання як критеріїв рівнів вібрації, вібропереміщення, віброшвидкості або віброприскорення слід вирішувати з урахуванням того, що при постійній віброшвидкості зі збільшенням частоти коливань вібропереміщення зменшується, а віброприскорення зростає. Таким чином при контролі вібрації на низьких частотах ($f = 5 \dots 50$ Гц) використовують вібропереміщення, а на високих частотах ($f = 750 \dots 1\,000$ Гц) – віброприскорення.

При діагностуванні агрегатів гідросистеми найбільшого поширення одержало вібродіагностування з використанням віброприскорення. Це обумовлено тим, що віброперетворювачі віброприскорення мають високу чутливість і порівняно просту апаратуру для обробки сигналів. Для великогабаритних гідромоторів, що мають велику масу, і гідронасосів з малими частотами обертання можливе шляхом використання віброшвидкості або віброзміщення як діагностичних сигналів. Обмеженням використання параметрів віброшвидкості для діагностування є велика маса віброперетворювачів і складність вимірювальної апаратури.

Для діагностування агрегатів гідросистеми, особливо гідромоторів і гідронасосів, використовують параметри віброприскорення, а іноді віброшвидкості.

Акустичний канал і його основні властивості. Вибір місця встановлення віброперетворювача. Акустичний канал містить кінематичну пару, яка є джерелом вібрації, віброперетворювач, що приймає сигнал, і середовище, по якому сигнал від кінематичної пари проходить до віброперетворювача. Якщо, наприклад, гідронасос має безліч кінематичних пар, то конструктивна схема його може бути зображена у вигляді системи резонаторів, властивості яких визначаються пружномасовими характеристиками основних елементів насоса.

При дії багатокомпонентної вібрації у системі можливий збіг або близькість частот сили, яка збуджує коливання, до частот власних коливань одного або декількох резонаторів. Резонансні коливання, що виникають при цьому, зазвичай мають найбільшу амплітуду, яка визначає технічний стан гідронасоса. Такий же ефект можливий і в тих випадках, коли має місце ціле число кратності частот. Практика вібровимірювання основних агрегатів систем гідроприводу показує, що описане явище зустрічається досить часто. Одна з причин цього – зміна критичних частот обертання вала гідронасоса під дією різних факторів, що визначаються умовами експлуатації. Ці фактори зводяться головним чином до

зміни пружних властивостей вузлів і деталей гідронасоса внаслідок зношування, а також послаблення з'єднань через деформації їх елементів під дією зовнішніх і внутрішніх навантажень. Сигнал від кінематичної пари, поширюючись по механізму, може зустрічатися із сигналами від інших кінематичних пар. Якщо сигнали від різних кінематичних пар збігаються за фазою, то вони можуть додаватися (підсилюватися), а в іншому випадку відніматися (слабшати). Оскільки акустичні канали мають свої резонанси, то всі сигнали, що мають частоти, рівні резонансам акустичних каналів, проходять без підсилення (або трохи підсилюються), інші – гальмуються.

Віброперетворювач необхідно встановлювати якомога ближче до кінематичної пари – об'єкта діагностування. Тому деякі виробники гідроагрегатів випускають їх з вмонтованими віброперетворювачами. Оптимальним способом кріплення віброперетворювача є кріплення за допомогою металевого жорсткого контакту (шпильки). Зазначимо, що кріплення віброперетворювача за допомогою спеціальних клеїв, магнітних приставок значно спотворюють високочастотну складову спектра коливань, тому місце установки віброперетворювача на об'єкті діагностування приймається на основі експериментальних досліджень.

7.4.2. Засоби діагностування гідравлічних агрегатів за параметрами вібрацій. Вимірювання вібрацій здійснюється віброперетворювачами, які перетворюють механічні коливання корпусів механізмів в електричний сигнал. Зараз в основному використовують індукційні та п'єзоелектричні віброперетворювачі. Резисторні та ємнісні перетворювачі використовують рідко.

Принцип дії індукційних віброперетворювачів базується на використанні ефекту електромагнітної індукції. При перетині полем постійного магніту витків котушки у ній індукується електрорушійна сила, яка пропорційна відносній швидкості руху магніту і котушки. Напруга на виході з індукційного віброперетворювача пропорційна віброшвидкості:

$$v = k U_{\text{пик}}, \quad (7.5)$$

де k – чутливість віброперетворювача; $U_{\text{пик}}$ – пікове напруження на виході віброперетворювача.

Індукційні віброперетворювачі мають високу чутливість. Їх використовують при вимірюванні вібрації насосів і гідромоторів, які мають велику масу і габарити. До особливостей індукційних віброперетворювачів необхідно віднести: обмежений частотний діапазон вимірювання; великі

габарити і масу. Ці віброперетворювачі в основному використовуються для контролю роторної механічної вібрації з частотою до 50 Гц.

Найбільшого поширення для технічного діагностування агрегатів гідроприводу набули п'єзоелектричні віброперетворювачі (акселерометри). За конструктивним виконанням п'єзоелектричні віброперетворювачі поділяються на віброперетворювачі, у яких для отримання п'єзоефекту використовується деформація розтягнення-стиску та деформація зсуву. Основний елемент віброперетворювача – кварцовий сигнал або пластина, яка виконана з п'єзокераміки, під дією сейсмічної маси перетворюють віброприскорення у пропорційну йому електричну напругу. Збільшення чутливості віброперетворювача досягається завдяки збільшенню інерційної сейсмічної маси або збільшенню товщини п'єзокерамічних пластин.

Існують п'єзоелектричні віброперетворювачі, які дозволяють одночасно вимірювати вібрації за трьома осями. Частотний діапазон п'єзоелектричних віброперетворювачів визначається його власною частотою коливань та умовами кріплення до об'єкта діагностування. Верхня робоча частота перетворювача може досягати 80 кГц і зазвичай не перевищує 40 % резонансної частоти.

Віброакустичні засоби діагностування гідравлічних агрегатів та приводів можна поділити на три групи: контрольно-сигнальну апаратуру, переносні прилади для періодичного контролю агрегатів гідравлічного приводу та стаціонарну апаратуру.

Контрольно-сигнальна апаратура призначена для контролю технічного стану обладнання під час його експлуатації з метою виявлення дефектів на ранніх стадіях їх виникнення. Зазначимо, що безперервне або періодичне спостереження за зміною різних параметрів вібрації у характерних для цього типу обладнання точках може бути основою для визначення місця і виду дефекту, оцінки ступеня його небезпеки і необхідності зупинки обладнання для попередження аварії та проведення ремонтних робіт. Такою апаратурою оснащено роторні машини усіх типів. За видом використання її поділяють на переносну і стаціонарну апаратуру періодичного або безперервного контролю технічного стану машини під час експлуатації. Переносна апаратура служить для періодичного контролю і аналізу вібрації машин з метою оцінювання її технічного стану. Стаціонарна апаратура входить до складу об'єкта, який діагностується, та дозволяє проводити безперервний контроль вібрацій під час пуску і експлуатації машини.

За складністю конструкції та ступенем функціонування переносну і стаціонарну апаратуру контролю вібрацій обладнання поділяють на:

- ручні вібрографи важільного типу з записом вібрації на восковому папері;

- вібротестери з виносними вібровимірювальними перетворювачами у вигляді щупа та вимірювальним підсилювачем з вбудованим стрілочним або цифровим показчиком;

- стаціонарні прилади з одним каналом, що містять вібровимірювальний перетворювач граничного типу та контактну систему, розміщених в одному корпусі, який жорстко кріпиться на об'єкті контролю (граничний акселерометр) і сигналізує про перевищення допустимого рівня вібрації;

- стаціонарні прилади з одним каналом, які складаються з виносного віброперетворювача, що встановлений на об'єкті діагностування, і підсилювача, який вимірює і має стрілку та контактний пристрій для підключення звукового або світлового сигналізатора;

- апаратуру для вимірювання у одній точці з аналізатором спектра і стрілочним (або цифровим) показчиком амплітуд гармонік на виході;

- стаціонарну або апаратуру для вимірювання у багатьох точках, що складається з виносних віброперетворювачів, встановлених на об'єкті діагностування, і підсилювача, який вимірює, з вбудованим стрілочним або цифровим показчиком та ручним перемикачем, що комутує віброперетворювач на вході вимірювального підсилювача;

- стаціонарну апаратуру для вимірювання у багатьох точках з вибіркоvim контролем за стрілочним показчиком та автоматичною реєстрацією самописцем параметрів вібрації, що складається з виносних віброперетворювачів і двоканального вимірювального підсилювача, на вході одного з каналів якого віброперетворювачі комутуються оператором за допомогою ручного перемикача для вимірювання вказаних параметрів вібрації за допомогою стрілочного або цифрового індикаторів, а на вході іншого каналу віброперетворювача комутуються автоматично перемикачем приладу для перемикання у багатьох точках, який реєструє і забезпечує подання попереджувального та аварійного сигналів про підвищення допустимого рівня вібрації у будь-якій з контрольованих точок;

- багатоканальні системи контролю з поданням попереджувального і аварійного сигналів і підключенням до каналу, на вході якого сигнал досягнув гранично допустимого рівня, осцилографа й аналізатора, який дозволяє

визначити спектральний склад вібрацій, на підставі якого можна визначити причину несправності об'єкта діагностування;

- одно- та багатоканальні системи, які здійснюють спектральний аналіз за всіма каналами вимірювання і сигналізують про перевищення значень амплітуди гармонічних складових спектра;
- багатоканальні системи, які мають уніфікований вихід для вводу інформації про вібрацію обладнання в ПК.

До номенклатури переносної апаратури для періодичного контролю гідравлічних приводів входять прості ручні вібрографи та досить складні електронні прилади, які дозволяють розв'язувати будь-які задачі технічного діагностування. Ручні вібрографи мають низьку точність вимірювання на сьогодні практично не застосовуються. Вібрація і пульсація тиску насосів, насосних станцій та гідромоторів вимірюється п'єзоелектричними перетворювачами.

Інформацію про технічний стан насосів, гідромоторів, насосних станцій можна отримати, використовуючи тільки один перетворювач вібрації. Технічний стан підшипників можна визначити за шумовим рівнем спектра у визначених частотних діапазонах, а деталей вузла насоса, який качає, – за модуляцією основної поршневої гармоніки. Отримати ці діагностичні параметри можна за допомогою аналізатора спектра вібрацій насосів. Для контролю технічного стану насосів за загальним рівнем вібрації використовують прилад ЕМДП-3, похибка вимірювання якого становить $\pm 2\%$. Цей прилад може також вимірювати частоту обертання вала і температуру робочої рідини.

Для контролю внутрішньої негерметичності та пов'язаної з нею турбулізації потоку, яка викликає гідродинамічний шум і призводить до коливань корпусів агрегатів, використовують індикатор коливань ультразвукових – ІКУ. Це малогабаритний переносний прилад, який виконаний у вигляді двох окремих блоків – ультразвукового щупа та електронного блока, з'єднаних кабелем. Ультразвуковий щуп має форму пістолета, це забезпечує зручність користування ним при пошуку негерметичності. Як чутливий елемент для перетворення пружних коливань в електричні сигнали використовується п'єзокераміка марки ЦТС-19, яка кріпиться на хвильопроводі клеєм, що проводить струм.

Електронний блок має стрілоподібний індикатор з автоматичною зміною

діапазону вимірювання. Турбулентний шум пропорційний внутрішнім перетіканням. Щуп сприймає ультразвукові коливання на частоті 28 кГц у смузі пропускання ± 3 кГц. Крім того, індикатор звукових коливань дозволяє контролювати технічний стан пар тертя (підшипників, зубчатих коліс редукторів) агрегатів, які не призначені для створення потоків рідини (електродвигунів, редукторів).

Аналіз відмов та несправностей агрегатів систем гідроприводів показує, що 15 % загальної кількості відмов припадає на руйнування від втоми елементів гідроагрегатів, які знаходяться під дією циклічного навантаження внутрішнім тиском. Найбільш часто руйнуються корпуси фільтрів, гідроаккумулятори, трубопроводи і гідравлічні шланги високого тиску. Руйнування корпусу агрегату є відмовою, яка приводить до втрати працездатності усієї системи гідроприводу внаслідок витікання робочої рідини. Відомі методи неруйнівного контролю (ультразвуковий, струмовихровий) мають обмежені можливості при визначенні ранньої стадії зародження і розвитку тріщин, оскільки вони реєструють не розвиток дефекту, а його наявність. Цього недоліку не мають методи, які базуються на реєстрації процесів, що супроводжуються переносом енергії, яка виділяється в процесі руйнування.

Серед цих методів особливе місце займає метод діагностування тріщин від втоми за параметрами акустичної емісії. Встановлено, що використання акустичної емісії дає добрі результати при виявленні тріщин від втоми у корпусах гідрофільтрів і гідроаккумуляторів. Для реєстрації та обробки енергії акустичної емісії використовують систему, що містить високочастотний віброперетворювач з попереднім підсиленням, сигнал з якого надходить до приладу АФ-20М. Прилад АФ-20М – диференційний тракт підсилення з ефективною системою захисту від електричних та акустичних перешкод і має спеціальний вихід для підключення пристрою реєстрації сигналів.

Стационарна апаратура для контролю технічного стану агрегатів систем гідроприводів в основному призначена для контролю складного обладнання атомних і гідроелектростанцій, нафто-, газоперекачувальних станцій та інших особливо важливих об'єктів, відмови основних агрегатів яких приводять до великих економічних втрат.

До такої апаратури належать складні багатоканальні системи, які є органічною системою об'єкта діагностування і при будові яких використовується блочний принцип та уніфіковані блоки систем вимірювання,

що виконують різноманітні функції і мають довільну кількість каналів і точок вимірювання.

7.5. Термодинамічні методи діагностування

Тепловий метод базується на оцінюванні розподілення температури на поверхнях вузлів і агрегатів, а також перепадів температури робочої рідини, що протікає в них і є мірою кількості тепла, у яку перетворюється енергія, що втрачається у цих агрегатах та пристроях. Цей метод універсальний. Його можна реалізувати за допомогою накладних і вбудованих датчиків та використанням тепловізорів і спеціальних теплових камер. Навантаження гідроагрегату створюється дроселюванням або самонавантаженням.

Недоліки методу: необхідність точного вимірювання перепаду температури, для чого потрібні спеціальні високочутливі перетворювачі зі стабільними (і лінійними) характеристиками; особливі вимоги, що пред'являються до місць встановлення датчиків (ці місця повинні бути достатньо точно встановлені); висока ціна приладів, тепловізорів та спеціальних теплових камер.

Термодинамічний метод діагностування гідравлічних машин базується на законі збереження та перетворення енергії, відповідно до якого механічна енергія, яка підводиться до гідроагрегату (наприклад, до насоса), перетворюється в енергію потоку рідини – теплову, віброакустичну, електромагнітну й ін. При використанні цього методу режим роботи гідроагрегата приймають квазістаціонарним, а термодинамічну систему, яка розглядається, – однорідною. Приймають, що кількість теплоти, яка відводиться через поверхню насоса в оточуюче середовище, мала настільки, що порівняно з теплотою, яка відводиться робочою рідиною, нею можна знехтувати.

Зазначимо, що найбільш повно зміна технічного стану об'ємної гідромашини при її експлуатації визначається зміною її ККД. Однак функціональне діагностування гідромашин за ККД при традиційному підході ускладнено необхідністю прямих вимірів тиску, частоти обертання та особливо витрати і крутного моменту. Значно спростити визначення повного ККД гідромашини дозволяє застосування термодинамічних методів.

З рівняння теплового балансу визначають сумарне підвищення температури у реальному насосі [28]

$$\Delta T_{\text{н}} = \frac{\Delta p_{\text{н}}}{c_p \rho} \left(\frac{1}{\eta} - 1 + \alpha_p T_2 \right), \quad (7.6)$$

де $\Delta T_{\text{н}}$ – різниця температури рідини на вході і виході з насоса; $\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{н}} - p_{\text{вс}}$ – перепад тиску у насосі; $p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання; $p_{\text{вс}}$ – тиск всмоктування; c_p , α_p і ρ – відповідно середня ізобарична теплоємність, коефіцієнт теплового розширення і густина робочої рідини; η – повний ККД насоса.

З рівняння (7.6) отримуємо:

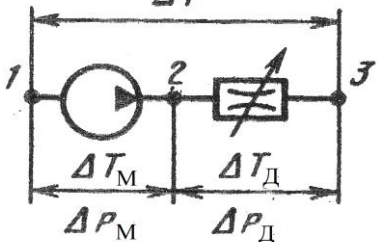
$$\eta = \frac{\Delta p_{\text{н}}}{\Delta T_{\text{н}} c_p \rho + (1 - \alpha_p T_2) \Delta p_{\text{н}}}. \quad (7.7)$$

При проведенні діагностування термодинамічним методом важко встановити тип робочої рідини і її теплофізичні параметри, тому для зменшення похибки вимірювання повного ККД використовують схеми вимірювання з дроселем, який створює навантаження. У цьому випадку формула для визначення повного ККД має вигляд [28]

$$\eta = \frac{\Delta p_{\text{н}} \Delta T_{\text{д}}}{\Delta p_{\text{д}} \Delta T_{\text{н}} (1 - \alpha_p T_3) + \Delta p_{\text{н}} \Delta T_{\text{д}} (1 - \alpha_p T_2)}. \quad (7.8)$$

Аналогічні формули існують і для гідромоторів. Використання схем вимірювання та формул для розрахунку повного ККД гідромашини дозволяє визначити його з великою точністю, табл. 7.9. За допомогою термодинамічних методів можна визначити повний ККД гідромашини при відсутності та наявності дренажної магістралі. При наявності дренажної магістралі витoki дренажу повинні бути скеровані у магістраль низького тиску між гідромашиною та датчиком температури. Таким чином втрати енергії, що відводяться потоком витоків рідини, повертаються в основну магістраль та враховуються у загальному енергетичному балансі гідромашини.

Таблиця 7.9 – Схеми вимірювання і формули для розрахунку повного ККД гідромашини термодинамічними методами

Схема вимірювання	Формули для розрахунку повного ККД
<p style="text-align: center;">I</p> 	$\eta = \frac{\Delta p_{\text{н}} \Delta T_{\text{д}}}{\Delta p_{\text{д}} \Delta T_{\text{н}} (1 - \alpha_p T_3) + \Delta p_{\text{н}} \Delta T_{\text{д}} (1 - \alpha_p T_2)}$

Продовження таблиці 7.9

<p style="text-align: center;">II</p>	$\eta = \frac{\Delta p_H}{\frac{\Delta p_D}{\Delta T_D} (1 - \alpha_p T_1) \Delta T_H + (1 - \alpha_p T_2) \Delta p_H + \frac{\Delta p_D}{\Delta T_D} (1 - \alpha_p T_1) \frac{\Delta T_{I-II}}{\Delta T_{II-III}} \Delta T_{I,3}}$
<p style="text-align: center;">III</p>	$\eta = \frac{(1 - \alpha_p T_1) \Delta T}{\Delta T_D}$
<p style="text-align: center;">IV</p>	$\eta = \frac{(1 - \alpha_p T_1) \left(\Delta p_D \Delta T_M + \Delta p_M \Delta T_D - \Delta p_D \Delta T_{3-1} \frac{\Delta T_{I-II}}{\Delta T_{II-III}} \right)}{\Delta p_M \Delta T_D}$

Основою термодинамічних методів є вимірювання температури, точність яких повинна бути високою. Необхідно, щоб пневмоперетворювач мав високий рівень вихідного сигналу, мінімальну інерційність, високу стабільність характеристик, мінімальні габарити первинних термоперетворювачів, був нечутливим до вібрацій, ударів та зовнішніх електричних полів.

Найбільш повно цим вимогам відповідають термоперетворювачі опору та чутливі до зміни температури кварцеві резонатори. Як перетворювачі опору доцільно використовувати платинові термометри опору типу ТСП, які мають

найкращі характеристики серед металевих термометрів. Як вторинний прилад у цьому випадку доцільно використовувати прилади типу Ф 206-1/5, що забезпечує вимірювання температури з похибкою, меншою 0,01 °С.

Необхідно зазначити, що на визначення повного ККД гідромашини термодинамічними методами мають вплив такі фактори: нестабільність характеристик робочих рідин; наявність нерозчиненого повітря; теплообмін між корпусом гідромашини й оточуючим середовищем. Крім того, у ряді випадків, наприклад для дорожніх та будівельних машин, експлуатація їх гідросистем здійснюється з використанням (навіть змішуванням) різних типів робочих рідин, які мають різні теплофізичні властивості (у тому числі різні значення коефіцієнта теплового розширення α_p). У зв'язку з цим для оцінювання повного ККД гідромашин, гідросистем встановлених у таких машинах, значення α_p залежно від температури знаходять за номограмами, наведеними у роботі [43].

Для спрощення застосування термодинамічних методів діагностування гідромашин при відсутності достеменної інформації про тип робочої рідини, на якій працює гідросистема, пропонується використовувати поняття «розрахункова рідина», коефіцієнт теплового розширення якої α_p дорівнює середньому значенню для усієї вибірки рідин, що застосовуються при цій температурі. Відносна похибка при такому підході не перевищує 4...6 %.

Для визначення повного і об'ємного ККД насосів використовують пристрій, показаний на рис. 7.15, який містить теплоізований перепускний трубопровід, встановлений між виходом і входом насоса, та датчики вимірювання параметрів потоку, які проходять крізь цей трубопровід.

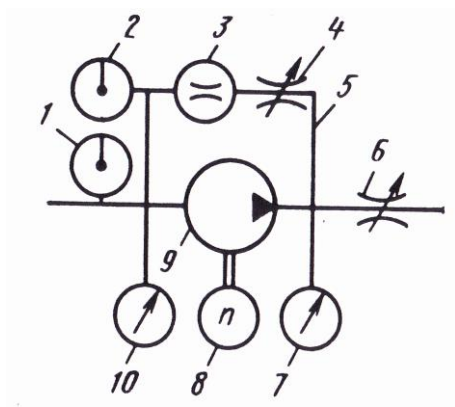


Рисунок 7.15 – Схема пристрою для комплексного вимірювання об'ємного та повного ККД насоса: 1, 2 – датчики температури; 3 – витратомір; 4, 6 – дроселі; 5 – перепускний канал; 7, 10 – манометри; 8 – частотомір; 9 – насос

Дроселем 6 встановлюють номінальне значення перепаду тиску на насосі 9. Одночасно дроселем 4 за значеннями витратоміра 3 встановлюють значення

витрати крізь перепускний канал 5 при номінальному значенні частоти обертання насоса. Датчиками 1 і 2 вимірюють різницю температури, а манометрами 7 і 10 тиск. Додатково вимірюють температуру на виході з насоса 9 та після дроселя 6 (на виході з пристрою). За отриманими даними розраховують значення повного ККД системи «насос – перепускний канал». Потім дроселем 4 змінюють витрату крізь перепускний канал та визначають відповідне значення повного ККД при незмінених значеннях перепаду тиску на насосі та частоти обертання його валу.

Значення повного ККД для кожного випадку розраховують за формулами наведеними в табл. 7.9. Повний ККД насоса

$$\eta = \frac{\eta_1 q_2 - \eta_2 q_1}{q_2 - q_1}, \quad (7.9)$$

де η_1 і η_2 – значення повного ККД системи «насос – перепускний канал» для двох випадків вимірювання; q_1 і q_2 – значення витрати через перепускний канал.

Об’ємний ККД насоса

$$\eta_{об} = \frac{\eta_1 q_2 - \eta_2 q_1}{q_T (\eta_1 - \eta_2)}, \quad (7.10)$$

де q_T – теоретична подача насоса.

Значення об’ємного ККД виражене через перепади температури ΔT_1 і ΔT_2 :

$$\eta_{об} = \frac{\Delta T_2 q_2 - \Delta T_1 q_1}{q_T (\Delta T_2 - \Delta T_1)}. \quad (7.11)$$

Зазначимо, що використанню (7.11) слід надавати перевагу, оскільки вона не потребує знання теплофізичних властивостей рідини.

Термодинамічний метод також дозволяє визначити сумарний осьовий люфт вузла, який качає, аксіально-поршневого насоса

$$\Delta h = h \left[1 - \frac{q_{вт}}{v_q n} - \eta_{об} \right], \quad (7.12)$$

де h – хід поршня; $q_{вт}$ – об’єм витоків у вузлі, який качає; v_q – робочий об’єм вузла, який качає; n – частота обертання.

Для визначення $q_{вт}$ використовують термодинамічний метод діагностування гідромашин. Використовують залежність для визначення повного ККД насоса та підставляють в нього $\eta = \eta_{мех} \eta_{об}$, в яку значення

механічного ККД $\eta_{\text{мех}}$ підставляють з паспортних даних.

У випадках, коли неможливо вбудувати датчики температури у систему гідроприводу, застосовують метод діагностування, який використовує як діагностичну ознаку температурне поле корпусу гідроагрегату.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами функціонування.
2. Дайте визначення органолептичних методів діагностування.
3. У чому полягає сутність часового методу діагностування?
4. На чому оснований метод нормованих параметрів?
5. У чому полягає сутність статопараметричного методу діагностування?
6. Яка різниця між силовим методом і методом еталонних залежностей?
7. Яка сутність методу амплітудно-фазових характеристик?
8. У чому полягає сутність методу перехідних характеристик?
9. У чому полягає сутність методів еталонних осцилограм та порівняння і накладення осцилограм?
10. Що покладено в основу методу діагностування систем гідроприводів за станом робочої рідини?
11. Перелічіть методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.
12. Які прилади застосовуються для контролю чистоти робочої рідини? Розкажіть принцип їх роботи.
13. Які переваги і недоліки має метод спектрального аналізу при діагностуванні систем гідроприводів?
14. Як контролюються в'язкість і чистота робочої рідини?
15. Яким чином здійснюють контроль вмісту нерозчинених газів у робочій рідині?
16. Які фактори викликають вібрацію гідроагрегатів?
17. Які діагностичні параметри використовуються при вібраційних методах діагностування систем гідроприводів?
18. Що таке акустичний канал?
19. Назвіть основні властивості акустичного каналу.
20. В яких місцях установлюються віброперетворювачі?
21. Які прилади використовуються для діагностування систем гідроприводів за параметрами вібрацій?

22. Які переваги методу діагностування системи гідروприводу за ККД?

23. Який принцип покладено в основу термодинамічних методів діагностування гідроприводів?

24. Перелічіть фактори, що впливають на похибку визначення повного ККД термодинамічними методами.

25. Які прилади використовуються при застосуванні термодинамічних методів діагностування гідроприводів?

РОЗДІЛ 8

СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ

Розпізнавання технічного стану гідроприводів в умовах обмеженої інформації є основним завданням технічного діагностування. Стан гідроприводів описується деякою сукупністю параметрів або ознак. Розпізнавання технічного стану гідроприводу – це процес відношення його технічного стану до одного з можливих діагнозів. Зазначимо, що кількість діагнозів залежить від особливостей завдання та мети дослідження.

Ряд завдань потребує визначення одного з двох діагнозів – «справний» або «несправний». В інших необхідно більш конкретно описати несправний стан, тобто локалізувати несправність. Оскільки у більшості випадків у завданнях з технічного діагностування можливі несправності відомі заздалегідь, сутність даного виду завдань зводиться до виявлення ознак, які дозволяють виявити ці несправності.

Існує два основних підходи до розв'язання задач розпізнавання: імовірнісний і детерміністський. Більш загальними є імовірнісні методи, які припускають статистичний (імовірнісний) характер появи несправностей та ознак, які їх характеризують. До статистичних методів належать:

- метод Байєса;
- метод послідовного аналізу;
- метод статистичних рішень.

До методів статистичних рішень належить група методів, оснований на теорії статистичних рішень: метод мінімального ризику; метод мінімальної кількості помилкових рішень; метод Неймана – Пірсона; метод мінімаксу; метод найбільшої правдоподібності. Зазначимо, що далі застосування методів статистичних рішень розглядається для розпізнавання технічного стану гідроприводів при наявності одного діагностичного параметра.

8.1. Метод Байєса

Постановка задачі для методу Байєса полягає у такому. Є привід, який знаходиться в одному з N випадкових станів D_i . Відома сукупність ознак k_j , кожна з яких з певною імовірністю характеризує стан приводу. Необхідно розробити вирішальне правило, за допомогою якого деяка вибрана сукупність ознак k_j була б віднесена з визначеною імовірністю до одного з можливих діагнозів D_i .

Якщо обстеження гідроприводів здійснювалося за комплексом ознак K , для встановлення його технічного стану використовується узагальнена формула Байєса:

$$P\left(\frac{D_i}{K^*}\right) = \frac{P(D_i)P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)}{\sum_{i=1}^N P(D_i)P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)}. \quad (8.1)$$

До формули Байєса входить $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$ – імовірність діагнозу D_i , після того як стали відомі результати обстеження за комплексом ознак K , причому комплекс ознак є набором ознак k_j :

$$K = (k_1, k_2, k_3, \dots, k_j, \dots, k_{j_{\max}}).$$

Кожна ознака k_j має m розрядів або діапазонів, причому $m_j = 1 \dots S$, тобто для кожного k_j існує декілька піддіапазонів значень, наприклад $k_{j1}, k_{j2}, \dots, k_{jm}, \dots, k_{js}$.

Якщо в результаті обстеження стає відома конкретна реалізація ознаки k_j^* , тобто k_j набуває значення одного з діапазонів (розрядів) m_j , $k_j^* = k_{jm_j}$, то для комплексу ознак можна записати

$$K^* = (k_1^*, k_2^*, k_3^*, \dots, k_j^*, \dots, k_{j_{\max}}^*),$$

де K^* – конкретна реалізація комплексу ознак, властива деякому технічному стану (діагносту) приводу.

При діагностуванні технічних систем у більшості випадків використовують контроль за допусками, ознаки стану є дворозрядними («в нормі» – «не в нормі»). Тому для спрощення запису реалізації комплексу ознак використовують позначення: k_j^* – наявність ознаки; \bar{k}_j – відсутність ознаки.

$P(D_i)$ – імовірність діагнозу D_i , яка визначається за статистичними даними (апріорна імовірність, «до досліджу»):

$$P(D_i) = \frac{N_i}{N}, \quad (8.2)$$

де N_i – кількість об'єктів, у яких спостерігався стан D_i ; N – загальна кількість об'єктів.

$P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)$ називають умовною імовірністю, або імовірністю події K^* за умови, що подія D_i відбулася (апріорна імовірність, «після досліджу»).

У практичних задачах при великій кількості ознак приймають, що ознаки k_j незалежні.

Події A і B називають незалежними, якщо поява однієї з них не впливає на імовірність появи іншої, тобто

$$P\left(\frac{B}{A}\right) = P(B), \text{ або } P\left(\frac{A}{B}\right) = P(A).$$

Імовірність спільної появи подій:

$$P(AB) = P(B)P\left(\frac{A}{B}\right) = P(A)P\left(\frac{B}{A}\right).$$

Для незалежних подій:

$$P(AB) = P(A)P(B).$$

Тому імовірність появи комплексу незалежних ознак K при діагнозі D_i можна визначити як добуток імовірностей появи кожної з ознак при діагнозі D_i , тобто

$$P\left(\frac{K^*}{D_i}\right) = P\left(\frac{k_1^*}{D_i}\right) P\left(\frac{k_2^*}{D_i}\right) \dots P\left(\frac{k_{j \max}^*}{D_i}\right), \quad (8.3)$$

причому імовірність прояви кожної з ознак при відповідному діагнозі може бути визначена на підставі досвіду експлуатації та розраховується за формулою

$$P\left(\frac{k_j^*}{D_i}\right) = \frac{N_{ij}}{N_i}, \quad (8.4)$$

де N_{ij} – кількість об'єктів з діагнозом D_i , у яких проявилася ознака k_j ; N_i – загальна кількість об'єктів з діагнозом D_i .

Знаменник (8.1) є повною імовірністю події K^* , що відбувається разом з подіями D_i , які утворюють повну групу незалежних подій:

$$P(K^*) = \sum_{i=1}^N P(D_i) P\left(\frac{K^*}{D_i}\right). \quad (8.5)$$

Події D_i утворюють повну групу подій, тобто привід завжди знаходиться в одному з усіх можливих станів: $\sum D_i = 1$.

Зазначимо, що знаменник формули (8.1) однаковий для усіх діагнозів комплексів ознак, що розглядаються. За формулою Байєса (8.1) можна розрахувати імовірність появи діагнозу після проявлення деякого комплексу ознак $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$. Потім необхідно оцінити, чи отримане значення імовірності є достатньо великим, щоб зробити висновок про зв'язок імовірного діагнозу з ознаками. Це робиться за допомогою правила, на підставі якого приймається рішення про діагноз.

Привід можна віднести до одного з діагнозів D_i , якщо його імовірність більша за заданий поріг P_d , який є попередньо вибраним рівнем розпізнання для діагнозу D_i :

$$P\left(\frac{D_i}{K^*}\right) > P_d. \quad (8.6)$$

Якщо $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right) < P_d$, рішення про діагноз не приймається, потрібна додаткова інформація.

Для гідромашин і гідро-, пневмоприводу у цілому приймають $P_d = 0,9$, для елементів автоматики $P_d = 0,8$.

Алгоритм діагностування гідроприводу за методом Байєса

1. Приймають, що діагности D_i утворюють несумісну групу подій, тобто одночасне виникнення двох або більше подій виключається. На підставі досвіду експлуатації відомі імовірності відмов окремих вузлів або агрегатів $P(D_i)$, а також частота проявлення (імовірність) ознаки k_j при несправності (діагнозі) D_i .

2. На підставі попередніх статистичних даних формулюється діагностична матриця (табл. 8.1).

3. Розраховану імовірність різних станів приводу при проявленні вибраних діагностичних ознак за формулою (8.1) зводять у табл. 8.2.

У стовпці реалізації ознаки (табл. 8.2) записують їх можливі поєднання. Кількість рядків N_C у табл. 8.2 визначається можливим поєднанням різного проявлення ознак

$$N_C = m_1 m_2 \cdot \dots \cdot m_j,$$

де m_j – розрядність кожної з ознак.

Для дворозрядних ознак $N_C = 2^{j_{\max}}$.

Таблиця 8.1 – Діагностична матриця

Діагноз D_i	Імовірність ознак k_j (розрядів k_{jmj})					Імовірність діагнозу D_i $P(D_i)$
	k_1			k_j	$k_{j \max}$	
	$P\left(\frac{k_{11}}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_{12}}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_{1m1}}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_j}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_{j \max}}{D_i}\right)$	
D_i						
D_i						
...						

4. Для кожної з реалізацій доцільно спочатку розрахувати $P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)$,

помноживши на $P(D_i)$. Таким чином отримуємо чисельники для кожного з діагнозів. Підсумувавши їх, отримаємо знаменник. Імовірності діагнозів при реалізації комплексу ознак, які розглядаються, отримаємо у результаті ділення кожного з чисельників на однаковий для усіх знаменник.

Таблиця 8.2 – Імовірність діагнозу

Реалізація ознак K^*	Імовірність діагнозу для даної реалізації комплексу ознак			
	$P\left(\frac{D_1}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_2}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_{i \max}}{K^*}\right)$

5. Заповнивши табл. 8.2, аналізують результати згідно з правилом (8.6).

Приклад 8.1. При спостереженні за роботою аксіально-поршневого насоса перевіряються дві ознаки: k_1 – підвищена температура робочої рідини більш ніж на 50°C і k_2 – збільшення часу досягнення максимальної частоти обертання більше ніж

на 5 с. Приймемо, що для аксіально-поршневого насоса поява цих ознак пов'язана або з несправністю вузла розподілення (стан D_1), або зі збільшенням радіальних зазорів у поршневих груп (стан D_2).

При нормальному стані аксіально-поршневого насоса (стан D_3) ознака k_1 не спостерігається, а ознака k_2 спостерігається у 5 % випадків. За статистичним даними відомо, що 80 % аксіально-поршневих насосів відпрацьовують ресурс у нормальному стані, 5 % насосів мають стан D_1 , і 15 % – стан D_2 . Також відомо, що ознака k_1 зустрічається при стані D_1 у 20 %, а при стані D_2 у 40 % випадках; ознака k_2 при стані D_1 зустрічається у 30 %, а при стані D_2 – у 50 % випадках. Зведемо ці дані у діагностичну таблицю (табл. 8.3).

Таблиця 8.3 – Імовірності ознак та апіорні імовірності станів

D_i	$P\left(\frac{k_1}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_2}{D_i}\right)$	$P(D_i)$
D_1	0,2	0,3	0,05
D_2	0,4	0,5	0,15
D_3	0,0	0,05	0,80

Спочатку знайдемо імовірності стану насоса, коли виявлено дві ознаки k_1 і k_2 . Вважаємо ознаки незалежними та використовуємо формулу (8.1).

Імовірність стану

$$P\left(\frac{D_1}{k_1 k_2}\right) = \frac{0,05 \cdot 0,2 \cdot 0,3}{0,05 \cdot 0,2 \cdot 0,3 + 0,15 \cdot 0,4 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 0 \cdot 0,05} = 0,09.$$

$$\text{За аналогією отримаємо: } P\left(\frac{D_2}{k_1 k_2}\right) = 0,91; \quad P\left(\frac{D_3}{k_1 k_2}\right) = 0.$$

Визначимо імовірність стану насоса, якщо за результатами обстеження встановлено, що підвищення температури не спостерігається (ознака k_1 відсутня), однак збільшується час досягнення максимальної частоти обертання (ознака k_2 спостерігається). Відсутність ознаки k_1 рівнозначна наявності ознаки \bar{k}_1 (протилежна подія), причому $P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_i}\right) = 1 - P\left(\frac{k_1}{D_i}\right)$.

Для розрахунку використаємо (8.1), однак значення $P\left(\frac{k_1}{D_i}\right)$ у діагностичній таблиці замінімо на $P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_i}\right)$. У цьому випадку $P\left(\frac{D_1}{\bar{k}_1 k_2}\right) =$

$$= \frac{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,3}{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,3 + 0,15 \cdot 0,6 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 1 \cdot 0,05} = 0,12 \quad \text{і за аналогією} \quad P\left(\frac{D_2}{\bar{k}_1 k_2}\right) = 0,46 \quad \text{і}$$

$$P\left(\frac{D_3}{\bar{k}_1 k_2}\right) = 0,41. \text{ Розрахуємо імовірності станів у тому випадку, коли дві ознаки}$$

$$\text{відсутні. За аналогією отримаємо} \quad P\left(\frac{D_1}{\bar{k}_1 k_2}\right) =$$

$$= \frac{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,7 + 0,15 \cdot 0,6 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 1 \cdot 0,15} = 0,03; \quad P\left(\frac{D_2}{\bar{k}_1 k_2}\right) = 0,05; \quad P\left(\frac{D_3}{\bar{k}_1 k_2}\right) = 0,92.$$

Зазначимо, що імовірності станів D_1 і D_2 відмінні від нуля, оскільки ознаки, які розглядаються, не є для них детермінованими. З наведених розрахунків можна визначити, що за наявності ознак k_1 і k_2 у аксіально-поршневого насосі з імовірністю 0,91 він знаходиться у стані D_1 , тобто у нього спостерігається збільшення радіальних зазорів у поршневих парах. За відсутності обох ознак найбільш імовірно, що насос знаходиться у нормальному стані (імовірність 0,92). За відсутності ознаки k_1 та наявності ознаки k_2 імовірності станів D_2 і D_3 приблизно однакові (0,46 і 0,41) і для уточнення стану діагнозу потрібно провести додаткове обстеження.

8.2. Метод послідовного аналізу

Цей метод оснований на формулі Байєса (8.1). Його ще називають методом Вальда. Застосовується для розпізнавання двох станів та відрізняється від методу Байєса тим, що кількість обстежень попередньо не встановлюється, їх проводять стільки, скільки необхідно для прийняття рішень з визначеним ступенем ризику. При використанні методу послідовного аналізу для оцінювання комплексу ознак, їх кількість послідовно збільшується та оцінюється імовірність розпізнавання технічного стану.

Якщо прийняти, що

$$P\left(\frac{D_2}{K^*}\right) > P\left(\frac{D_1}{K^*}\right), \text{ або } \frac{P\left(\frac{D_2}{K^*}\right)}{P\left(\frac{D_1}{K^*}\right)} > 1,$$

де D_1 і D_2 – імовірності діагнозів D_1 і D_2 при будь-якому визначеному наборі ознак K^* , які розраховуються за формулою (8.1), то можна прийняти рішення, що даний комплекс ознак відповідає стану D_2 , тобто $K^* \in D_2$

Підставивши в останню нерівність значення, розраховані за формулою (8.1), отримаємо:

$$\frac{P(D_2)P\left(\frac{K^*}{D_2}\right)}{P(D_1)P\left(\frac{K^*}{D_1}\right)} > 1, \text{ або } \frac{P\left(\frac{K^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K^*}{D_1}\right)} > \frac{P(D_1)}{P(D_2)}. \quad (8.7)$$

Враховуючи, що $P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)$ для незалежних подій визначається відповідно

до залежності (8.3), останню нерівність (8.7) запишемо у вигляді

$$\frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)P\left(\frac{k_2^*}{D_2}\right)\dots P\left(\frac{k_n^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)P\left(\frac{k_2^*}{D_1}\right)\dots P\left(\frac{k_n^*}{D_1}\right)} > \frac{P(D_1)}{P(D_2)}. \quad (8.8)$$

Для прийняття рішення про те, що комплекс ознак K^* відповідає діагнозу D_2 , тобто $K^* \in D_2$, в методі послідовного аналізу відношення імовірностей ознак зіставляється не одразу, а послідовно. Таким чином потрібна менша кількість обстежень ніж за методом Байєса. Відношення імовірностей ознак називають відношенням правдоподібності.

Нехай деяка ознака k_1 частіше зустрічається при діагнозі D_2 , ніж при діагнозі D_1 .

$$\text{Якщо } \frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} > A, \text{ то можна прийняти, що } K^* \in D_2, \text{ де } A - \text{верхня}$$

границя прийняття рішення.

$$\text{Якщо } \frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} < B, \text{ то приймається рішення на користь діагнозу } D_1, \text{ тобто}$$

$K^* \in D_1$, де B – нижня границя прийняття рішення.

$$\text{Якщо } A < \frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} < B, \text{ то для прийняття рішення потрібна додаткова}$$

інформація. Тоді проводиться обстеження за ознакою k_2 , і якщо

$$\frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)P\left(\frac{k_2^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)P\left(\frac{k_2^*}{D_1}\right)} > A, \text{ приймається рішення на користь діагнозу } D_2.$$

Загальна процедура методу полягає у такому. Нехай проведено $v-1$ обстеження, які не дозволили прийняти рішення про діагноз, тобто

$$B < \frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} \cdot \frac{P\left(\frac{k_{v-1}^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_{v-1}^*}{D_1}\right)} < A, \text{ однак після чергового } v\text{-го обстеження}$$

$$\frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} \cdot \frac{P\left(\frac{k_v^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_v^*}{D_1}\right)} > A, \text{ то приймається рішення про знаходження об'єкта в}$$

$$\text{стані } D_2, \text{ якщо } \frac{P\left(\frac{k_1^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_1^*}{D_1}\right)} \cdot \frac{P\left(\frac{k_v^*}{D_2}\right)}{P\left(\frac{k_v^*}{D_1}\right)} < B, \text{ приймається рішення, що об'єкт}$$

належить до стану D_1 , тобто $K^* \in D_1$. Для скорочення обсягу розрахунків рекомендується на початку проводити обстеження за найбільш інформативними ознаками.

8.3. Методи статистичних рішень

Ці методи рекомендується застосовувати в тих випадках, коли апріорних статистичних даних про відмови та несправності недостатньо. У цьому випадку метод Байєса стає малоефективним. Методи статистичних рішень відрізняються від методу Байєса правилами прийняття рішень. Правило прийняття рішень вибирається, виходячи з деяких умов оптимальності, наприклад з умови мінімуму середнього ризику.

Розглянемо процес розпізнавання при використанні однієї діагностичної ознаки. Нехай гідропривід діагностується за вмістом домішок у маслі. Як параметр діагностування k приймаємо вміст домішок. Задача полягає у виборі такого значення параметра k_0 , що при $k < k_0$ можна приймати рішення про

подальшу експлуатацію насоса, а при $k > k_0$ вважати насос несправним та знімати його з експлуатації.

Тобто задача зводиться до розділення усього простору стану на два класи. Такий спосіб діагностування називають диференціальним або дихотомією. Вважаємо, що D_1 – справний стан, а D_2 – несправний стан. Правило прийняття рішень у цьому випадку має вигляд:

$$\left. \begin{array}{l} \text{якщо } k < k_0, \text{ то } k \in D_1; \\ \text{якщо } k > k_0, \text{ то } k \in D_2. \end{array} \right\} \quad (8.9)$$

Стан домішок у маслі неоднозначно характеризує стан насоса. В масло можуть потрапляти частки від інших пар тертя (гідророзподільник, підшипники). Розподілення щільності імовірності деякого діагностичного параметра x для справного та несправного станів у багатьох випадках має вигляд, як на рис. 8.1. Тобто, стосовно задачі, яка розглядається, домішки можуть бути присутніми і у приводі зі справним насосом. Важливою є та обставина, що області справного і дефектного стану перетинаються. Тому правильно вибрати k_0 (або x_0 на рис. 8.1), який задовольняє умову (8.9), принципово неможливо. Задача полягає у виборі деякого оптимального значення k_0 , яке дає найменшу кількість неправильних рішень.

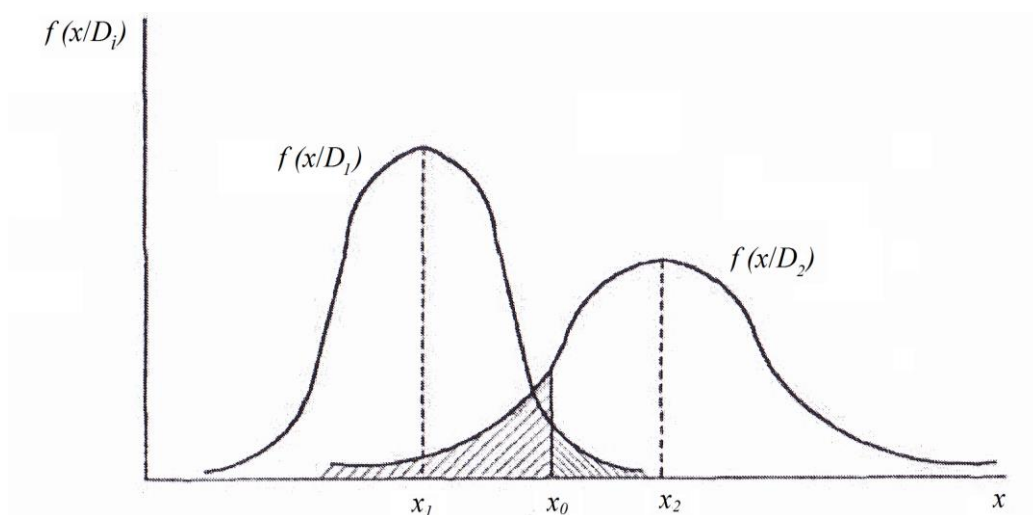


Рисунок 8.1 – Статистичне розподілення щільності імовірності діагностичного параметра x для справного D_1 і несправного D_2 станів

При прийнятті рішення про діагноз можливі похибки двох видів: першого та другого родів (хибна тривога і пропуск мети). Хибною тривоگو називають випадок, коли приймається рішення про наявність дефекту, однак система дійсно

знаходиться у справному стані (приймається D_2 замість D_1).

Пропуск мети (дефекту) – випадок, коли приймається рішення про справний стан, однак система дійсно знаходиться у несправному стані (приймається D_1 замість D_2).

Позначимо можливі рішення за правилом (8.9) як H_{ij} , причому індекс i відповідає прийнятому діагнозу, j – дійсному діагнозу. Тоді маємо:

H_{21} – хибна тривога (похибка першого роду);

H_{12} – пропуск несправності (похибка другого роду);

H_{11} – правильне рішення (справний стан);

H_{22} – правильне рішення (справний стан).

Визначимо імовірність хибної тривоги H_{21} , тобто коли $x > x_0$, а насос є справним. Імовірність такої події (хибної тривоги) дорівнює імовірності добутку двох подій: наявність справного стану; $x > x_0$. Оскільки події є залежними, то

$$P(H_{21}) = P(x > x_0 \wedge D_1) = P(D_1)P\left(x > \frac{x_0}{D_1}\right). \quad (8.10)$$

Площа під кривою щільності імовірності справного стану (крива $f = \left(\frac{x}{D_1}\right)$, рис. 8.1) на відрізку справа від x_0 відповідає умовній імовірності для справного стану D_1 при $x > x_0$. Площею такої фігури є

$$P\left(x > \frac{x_0}{D_1}\right) = \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx. \quad (8.11)$$

З урахуванням (8.11), рівняння (8.10) набуде вигляду

$$P(H_{21}) = P(D_1) \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx, \quad (8.12)$$

де $P_1 = P(D_1)$ – апіорна імовірність діагнозу D_1 , яка відома на підставі статистичних даних.

За аналогією до (8.12) розраховуємо імовірність пропуску дефекту, яка є імовірністю добутку двох подій: наявність несправного стану; $x < x_0$.

$$P(H_{12}) = P(D_2)P\left(x < \frac{x_0}{D_2}\right) = P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx, \quad (8.13)$$

де $P_2 = P(D_2)$ – апіорна імовірність діагнозу D_2 .

Імовірність прийняття хибного рішення складається з імовірностей хибної тривоги та пропуску дефекту. Кожній похибці привласнюють деякий ваговий коефіцієнт, який називають «ціною» похибки. З урахуванням «ціни» отримуємо вираз для середнього ризику

$$R = C_{12}P(H_{12}) + C_{21}P(H_{21}) = C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx. \quad (8.14)$$

Ціна похибки враховує можливі наслідки хибної тривоги і пропуску дефекту та є умовною величиною, яку кількісно важко визначити. Зазвичай (для задач надійності) вартість хибної тривоги приймають набагато меншою за вартість пропуску дефекту $C_{21} \ll C_{12}$. Інколи вводиться «ціна» правильних рішень H_{11} і H_{22} , однак вона приймається від'ємною (умовна вигода). Тоді у загальному випадку для деякого діагностичного параметра x і його граничного значення x_0 :

$$R = C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_{22}P_2 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx. \quad (8.15)$$

де C_{11} , C_{12} , C_{21} і C_{22} – відповідно вартості: правильного рішення (справний стан); пропуску дефекту; хибної тривоги; правильного рішення (несправний стан).

Величина x є випадковою, тому R являє собою середнє значення (математичне очікування) ризику.

Існує декілька методів аналізу похибок при прийнятті рішень про технічний стан об'єкта, відповідно до яких розраховується таке x_0 , що при $x < x_0$ $x \in D_1$, а при $x > x_0$ $x \in D_2$.

8.3.1. Метод мінімального ризику. Граничне значення x_0 знаходиться з умови мінімуму середнього ризику R . Для знаходження екстремальної точки необхідно продиференціювати R за x_0 та прирівняти похідну до нуля. Однак у цьому випадку можемо отримати x_0 , яке відповідає як мінімальному, так і максимальному значенню ризику. Для того щоб R набуло мінімального значення у точці $x = x_0$, друга похідна R повинна бути додатною.

Перед диференціюванням R зазначимо, що визначений інтеграл є різницею первісних у граничних точках. Первісна – це функція, похідна якої дорівнює підінтегральній функції. Наприклад,

$$\int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx = F\left(\frac{x}{D_1}\right)_{(x_0)} - F\left(\frac{x}{D_1}\right)_{(-\infty)},$$

де $F(x/D_1)$ – функція розподілення.

Крім того, $\frac{d}{dx}F\left(\frac{x}{D_1}\right) = f\left(\frac{x}{D_1}\right)$. Тоді $\frac{d}{dx} \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = \frac{d}{dx}(F_{(x_0)} - F_{(-\infty)}) =$
 $= \frac{dF_{(x_0)}}{dx_0} \frac{dF_{(-\infty)}}{dx_0} = f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) f\left(\frac{-\infty}{D_1}\right) = f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)$, оскільки $f\left(\frac{-\infty}{D_1}\right) = 0$, (см. рис. 8.1). На
 підставі наведеного вище диференціал рівняння (8.15)

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dx_0} &= C_{11}P_1f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) - C_{21}P_1f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + C_{12}P_2f\left(\frac{x_0}{D_2}\right) - C_{22}P_2f\left(\frac{x_0}{D_2}\right) = \\ &= f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)(C_{12} - C_{22})P_2 - f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)(C_{21} - C_{11})P_1. \end{aligned} \quad (8.16)$$

Прирівнявши (8.16) до нуля, отримаємо

$$\frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}. \quad (8.17)$$

Для того щоб $x = x_0$ відповідало мінімальному R , виконаємо перевірку $\frac{d^2R}{dx_0^2} > 0$. Продиференціювавши (8.16) ще раз, отримаємо

$$f'\left(\frac{x_0}{D_2}\right)(C_{12} - C_{22})P_2 - f'\left(\frac{x_0}{D_1}\right)(C_{21} - C_{11})P_1 > 0. \quad (8.18)$$

З нерівності (8.18)

$$\frac{f'\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f'\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}. \quad (8.19)$$

Якщо функції розподілення щільності імовірності одномодальні (мають один максимум), то умова (8.19) виконується у будь-якому випадку, і цю перевірку проводити необов'язково. Виконання нерівності (8.19) для будь-яких x пояснюється таким: права частина нерівності завжди додатна, оскільки C_{11} і C_{22} набувають нульових або від'ємних значень; похідна $f'\left(\frac{x_0}{D_1}\right)$ від'ємна, оскільки функція $f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)$ зменшується на відрізку від \bar{x}_1 до \bar{x}_2 (див. рис. 8.1),

$f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)$ – додатна.

Таким чином граничне значення діагностичного параметра можна визначити з рівності (8.17). Рішення про діагноз приймають на підставі відношення правдоподібності – відношення щільності імовірностей розподілення x при двох станах

$$\frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} = \lambda_{\text{гр}}. \quad (8.20)$$

Якщо (8.20) більше за деяке значення λ , то приймають рішення про діагноз чисельника, якщо менше – про діагноз знаменника. Правило прийняття рішення для деякого довільного x набуде вигляду

$$\left. \begin{array}{l} \text{якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} > \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}, \text{ то } x \in D_1; \\ \text{якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}, \text{ то } x \in D_2. \end{array} \right\} \quad (8.21)$$

Величина $\lambda_{\text{гр}} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}$ є граничним значенням для відношення

правдоподібності у методі мінімального ризику. У більшості практичних задач умовні виграші (заохочення) для правильних рішень C_{11} і C_{22} не вводяться. Тоді

$$\lambda_{\text{гр}} = \frac{P_2 C_{12}}{P_1 C_{21}}. \quad (8.22)$$

Для прийняття рішення за цим методом інколи навіть непотрібно визначення критичного значення параметра x_0 , достатньо лише відношення правдоподібності. Для нормального розподілення зручно розглядати не відношення правдоподібності, а його натуральний логарифм, оскільки логарифми збільшуються разом з аргументом, і характер зміни відношення залишається ідентичним.

Приклад 8.2. Розглянемо випадок, коли параметр x має нормальне

розподілення при справному D_1 і D_2 несправному станах. Розсіювання параметра (величина середньоквадратичного відхилення) приймаємо однаковим. У випадку, який розглядається, щільності розподілень

$$f\left(\frac{x}{D_1}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}}; \quad f\left(\frac{x}{D_2}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}}.$$

Підставляючи ці співвідношення у рівність (8.17), після логарифмування отримуємо

$$\ln \frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_0(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}.$$

З цього рівняння отримуємо

$$x_0 = -\frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} \left(\ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{C_{12} - C_{22}}{C_{21} - C_{11}} \right).$$

При $x < x_0$, $x \in D_1$; при $x > x_0$, $x \in D_2$.

8.3.2. Метод мінімальної кількості хибних рішень. Імовірність хибного рішення складається з імовірностей тривоги і пропуску дефекту, яке з урахуванням (8.12) і (8.13) можемо записати

$$P_{\text{пох}} = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx + P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx. \quad (8.23)$$

Як і в методі мінімального ризику, візьмемо похідну від (8.23) та прирівняємо її до нуля

$$\frac{P_{\text{пох}}}{dx_0} = -P_1 f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + P_2 f\left(\frac{x_0}{D_2}\right); \quad -P_1 f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + P_2 f\left(\frac{x_0}{D_2}\right) = 0. \quad (8.24)$$

$$\text{З рівняння (8.24)} \quad \frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = \frac{P_2}{P_1}.$$

Для неомодальних розподілень (з декількома екстремумами) для виявлення мінімуму необхідно перевірити умову $\frac{d^2 P_{\text{пох}}}{dx_0^2} > 0$. Після

диференціювання (8.24) отримуємо $-P_1 f'\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + P_2 f'\left(\frac{x_0}{D_2}\right) > 0$, або

$$\frac{f'\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f'\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} < \frac{P_2}{P_1}, \text{ де } P_1 \text{ і } P_2 - \text{апріорні імовірності діагнозів } D_1 \text{ і } D_2.$$

Правило прийняття рішення, за аналогією з методом мінімального ризику, набуде вигляду

$$\left. \begin{aligned} x \in D_1, \text{ якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} > \frac{P_2}{P_1}; \\ x \in D_2, \text{ якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} < \frac{P_2}{P_1}. \end{aligned} \right\} \quad (8.25)$$

Ці правила є окремим випадком правил методу мінімального ризику. Їх називають умовою Зінгера – Котельникова (умовою ідеального спостерігача). Вони не враховують ціну похибки. Однак наслідки різних хибних рішень суттєво відрізняються між собою. Зазвичай ціна пропуску дефекту значно вища за ціну хибної тривоги. Якщо вартості сумірні (дефекти з обмеженими наслідками, задачі контролю), то застосування методу мінімальної кількості хибних рішень є виправданим.

8.3.3. Метод мінімаксу використовують у випадку, коли відсутні попередні статистичні відомості про імовірність діагнозів D_1 і D_2 . Розглядають «найгірший випадок», тобто найменш сприятливі значення P_1 і P_2 , які призводять до найбільшого (максимального) ризику.

Припускають, що величина ризику R залежить від x_0 , P_1 і P_2 . Імовірність несправного стану $P_2 = 1 - P_1$, таким чином середній ризик буде залежати від x_0 , і P_1 . Якщо не враховувати умовний виграш від врахування правильності прийняття рішень, то рівняння (8.14) набуде вигляду

$$R(x_0, P_1) = C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) dx + C_{12}(1 - P_1) \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x_0}{D_2}\right) dx. \quad (8.26)$$

Для визначення екстремуму знайдемо частинні похідні (8.26) за x_0 і P_1 та прирівняємо їх до нуля. Частинні похідні:

$$\frac{\partial R}{\partial x_0} = -C_{21}P_1f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + C_{12}(1-P_1)f\left(\frac{x_0}{D_2}\right);$$

$$\frac{\partial R}{\partial P_1} = C_{21}\int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)dx - C_{12}\int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)dx.$$

Якщо знайти корені x_0^* , і P_1^* рівнянь

$$-C_{21}P_1f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) + C_{12}(1-P_1)f\left(\frac{x_0}{D_2}\right) = 0; \quad (8.27)$$

$$C_{21}\int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx - C_{12}\int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx = 0, \quad (8.28)$$

то точка $R(x_0^*, P_1^*)$ є екстремальною.

Величина ризику R для таких умов набуває максимального значення. Це означає, що якщо деяке «несприятливе» значення P_1 викликає максимальне значення ризику R , то отримані корені рівнянь (8.27), (8.28) будуть відповідати найменшому R зі списку максимальних.

Якщо $P_1 = 0$ або $P_1 = 1$, ситуація немає невизначеності та ризик прийняття хибного рішення дорівнює нулю. Для проміжних значень $0 < P_1 < 1$ ризик прийняття неправильного рішення збільшується та при деякому P_1^* стає максимальним. Величину x_0 вибирають таким чином, щоб найменш сприятливе значення P_1 втрати, пов'язані з хибним рішенням, були мінімальними.

Спочатку розв'яжемо рівняння (8.28) та знайдемо його корінь x_0^* . Наближене значення кореня можна знайти чисельними методами, наприклад методом Ньютона, відповідно до якого кожне наступне наближення знаходять за формулою

$$x_{i+1} = x_i - \frac{\varphi(x_i)}{\varphi'(x_i)},$$

де $\varphi(x)$ – ліва частина рівняння, яке розв'язується $\varphi(x) = 0$.

Обчислення припиняється тоді, коли значення x_i і x_{i+1} стають достатньо близькими, тобто

$$x_i = x^*, \text{ якщо } |x_{i+1} - x_i| < \varepsilon,$$

де ε – деяка похибка.

Як перше наближення приймають

$$x_{0(1)} = \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}{2},$$

де \bar{x}_1 і \bar{x}_2 – середні значення щільності імовірності для $f\left(\frac{x}{D_1}\right)$ і $f\left(\frac{x}{D_2}\right)$ (див. рис. 8.1).

Таким чином,

$$\varphi(x_0) = C_{21} \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx - C_{12} \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx = C_{21} \left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right) \right] - C_{12} F\left(\frac{x_0}{D_2}\right), \quad (8.29)$$

оскільки

$$\begin{aligned} \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx &= F\left(\frac{x_0}{D_1}\right); \quad \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx = F\left(\frac{x_0}{D_2}\right); \\ \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx &= 1 - \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = 1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right), \end{aligned}$$

де $F\left(\frac{x}{D_1}\right)$ – функція розподілення (f – щільність імовірності).

Диференціюємо рівняння (8.29), отримуємо $\varphi'(x_0) =$

$$= C_{21} F'\left(\frac{x_0}{D_1}\right) - C_{12} F'\left(\frac{x_0}{D_2}\right).$$

З рівняння $\frac{\partial R}{\partial x_0} = 0$ знаходимо найменше сприятливі значення імовірності

справного P_1^* і несправного P_2^* станів:

$$P_1^* = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{12} \frac{f\left(\frac{x_0^*}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0^*}{D_2}\right)}}; \quad P_2^* = 1 - P_1^*.$$

Величину ризику визначаємо за рівнянням (8.26) при значеннях $x_0 = x_0^*$, $P_1 = P_1^*$.

8.3.4. Метод Неймана – Пірсона. Оцінки вартості похибок часто невідомі, а визначення їх дійсних значень натрапляє на великі труднощі. Разом з тим бажано, щоб при певному (допустимому) рівні однієї з похибок мінімізувати значення іншої. Таким чином важливим є обґрунтований вибір

допустимого рівня похибок на підставі попереднього досвіду або інтуїтивно.

За методом Неймана – Пірсона мінімізується імовірність пропуску мети при заданому допустимому рівні імовірності хибної тривоги

$$P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx \leq A, \quad (8.30)$$

де A – заданий допустимий рівень імовірності хибної тривоги; P_1 – імовірність справного стану.

Зазначимо, що в задачах технічного діагностування значення P_1 і P_2 у більшості випадків відомі за статистичним даними. З рис. 8.1 видно, що зі збільшенням похибки хибної тривоги (x_0 зміщується вліво) величина пропуску дефекту зменшується (зменшується площа під кривою несправного стану). Її найменше значення буде відповідати знаку рівності у рівнянні (8.30):

$$P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = A. \quad (8.31)$$

З рівняння (8.31) можна знайти x_0 , а потім визначити величину ризику R . У практичних задачах приймають

$$A = k_{\text{нд}} P_2,$$

де $k_{\text{нд}}$ – надлишковий коефіцієнт, який залежить від роздільної здатності діагностичних засобів, небезпеки дефекту, омічних витрат тощо.

При дефектах з обмеженими наслідками можна прийняти $k_{\text{нд}} = 1 \dots 3$. При небезпечних дефектах $k_{\text{нд}} = 3 \dots 10$. Для дуже небезпечних дефектів, які зустрічаються дуже рідко ($P_2 < 0,01$), $k_{\text{нд}}$ може досягати і більших значень.

Визначити граничне значення x_0 можна й іншим способом, виходячи з вибраної імовірності пропуску дефекту. У цьому випадку

$$P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx = B, \quad (8.32)$$

де B – задане значення імовірності пропуску дефекту.

Якщо дефект є небажаним навіть в одиничному виробі, можна прийняти

$$B = \frac{1}{k_{\text{нд}} N},$$

де N – загальна кількість виробів, які знаходяться в експлуатації ($1 \leq k_{\text{нд}} < 10$).

У всіх випадках величина B повинна бути дуже малою ($B < 0,01$). В

методі Неймана – Пірсона граничне значення знаходиться з рівнянь (8.31) або (8.32).

При практичному розв'язанні подібних рівнянь доцільно використовувати метод Ньютона (див. п. 8.3.3), приймаючи, наприклад

$$\varphi(x_0) = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) dx - A; \quad \varphi'(x_0) = -P_1 f\left(\frac{x_0}{D_1}\right).$$

8.3.5. Метод найбільшої правдоподібності. Його можна розглядати як окремий випадок методу мінімального ризику. Приймають таке правило прийняття рішення:

$$\left. \begin{array}{l} x \in D_1, \text{ якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} > 1; \\ x \in D_2, \text{ якщо } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} < 1. \end{array} \right\} \quad (8.33)$$

де x – значення параметра об'єкта, який діагностується.

Граничне значення x_0 визначається з умови $f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) = f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)$ та є абсцисою точки перетину графіків щільності імовірності $f\left(\frac{x}{D_1}\right)$ і $f\left(\frac{x}{D_2}\right)$.

При порівнянні методів найбільшої правдоподібності з методом мінімального ризику, вони співпадають у випадку, коли

$$\frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})} = 1. \quad (8.34)$$

Коли ціну правильного рішення у рівнянні (8.34) не враховувати, то

$$\frac{P_2 C_{12}}{P_1 C_{21}} = 1. \quad (8.35)$$

Для задач надійності імовірність несправного стану зазвичай є малою величиною, а вартість пропуску дефекту значно більша за вартість хибної тривоги ($C_{12} \gg C_{21}$). Тоді умова (8.35) дає рішення, яке не потребує знання точних значень вартостей похибок та якісно відображає вказані обставини ($P_2 \ll P_1$, $C_{12} \gg C_{21}$).

8.4. Вибір комплексу ознак для діагностування гідроприводу за методом Байєса

Гідравлічний привід, рис. 8.2, може знаходитися в одному з N випадкових станів. Є деяка кількість ознак K (k_1, k_2, \dots, k_j), кожна з яких з певною імовірністю характеризує стан системи.

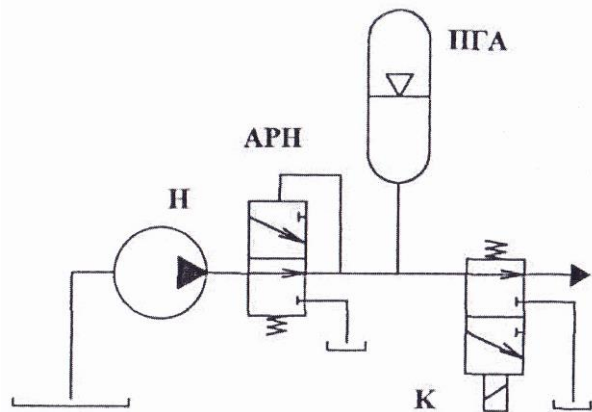


Рисунок 8.2 – Гідравлічна схема ділянки гідроприводу: Н – насос; АРН – автомат розвантаження насоса; ПГА – пневмогідроаккумулятор; К – кран з електромагнітним управлінням

Необхідно розробити правило, за допомогою якого задана сукупність параметрів дозволить стверджувати, що привід може бути віднесений до одного з можливих станів (діагнозів) D_i . Необхідно також оцінити достовірність прийнятого рішення. Тобто необхідно визначити імовірність того, що стан D_i є причиною проявлення деякої ознаки k_j (або комплексу ознак).

У кінцевому результаті необхідно вибрати набір ознак, які дозволяють із заданою імовірністю визначити конкретний технічний стан приводу. За результатами експлуатації приводу виділено такі технічні стани (несправності, діагнози) D_i : D_1 – гідропривід справний (у межах ТУ); D_2 – відмова насоса; D_3 – відмова автомата розвантаження насоса; D_4 – відмова пневмогідроаккумулятора; D_5 – відмова крана з електромагнітним управлінням.

Як діагностичні ознаки прийняті такі дворозрядні ознаки: k_1 – підвищена частота спрацювання АРН; k_2 – підвищена пульсація тиску на виході з насоса; k_3 – підвищена температура робочої рідини в гідроприводі.

Ці параметри можуть бути виміряні, наприклад датчиками положення, пульсацій тиску та температури. Причинами виникнення k_1 (підвищена частота спрацювання АРН) можуть бути такі несправності:

- негерметичність електромагнітного крана (D_5);
- негерметичність АРН (D_3);
- розрядження газової порожнини ПГА (D_4).

Причини появи k_2 (підвищена пульсація тиску на виході з насоса):

- несправність вузла насоса, який качає (D_2);
- відмова АРН (D_3);
- насос справний, однак підвищена пульсація тиску (D_1).

Причини проявлення k_3 (підвищена температура робочої рідини в гідроприводі):

- несправний насос (D_2);
- внутрішні витоки АРН (D_3);
- витоки у електромагнітному клапані (D_5).

Досвід експлуатації гідроприводу дозволяє отримати такі статистичні дані:

- апіорні імовірності $P(D_i)$ станів D_i – тобто імовірності проявлення відповідних несправностей;
- імовірності $P\left(\frac{k_j}{D_i}\right)$ проявлення ознак k_j при діагнозі D_i .

За цими даними формується діагностична матриця, яка є основою для розрахунків за методом Байєса. Для гідравлічного приводу, який розглядається, такою матрицею є табл. 8.4. Наявність нулів у деяких комірках діагностичної матриці означає, що ознака не проявляється при відповідній несправності.

Для розв'язання задачі скористаємося формулою Байєса (8.1). Висновок про технічний стан об'єкта будемо приймати на підставі правила (8.6). Попередньо приймаємо, що $P_d = 0,9$.

Таблиця 8.4 – Діагностична матриця гідроприводу з рис. 8.2

Діагноз D_i	Імовірність ознак k_j			Імовірність діагнозу D_i $P(D_i)$
	$P\left(\frac{k_1}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_2}{D_i}\right)$	$P\left(\frac{k_3}{D_i}\right)$	
D_1	0	9,15	0	0,70
D_2	0	0,45	0,20	0,05
D_3	0,48	0,30	0,25	0,10
D_4	0,72	0	0	0,08
D_5	0,60	0	0,55	0,07

Імовірність $P(K^*)$ визначаємо за формулою (8.5), яку для випадку проявлення незалежних ознак запишемо у вигляді

$$P\left(\frac{K^*}{D_i}\right) = P\left(\frac{k_1^*}{D_i}\right) P\left(\frac{k_2^*}{D_i}\right) \dots P\left(\frac{k_{j_{\max}}^*}{D_i}\right).$$

Імовірності $P\left(\frac{k_j^*}{D_i}\right)$ і $P(D_i)$ є вихідними даними та наведені у

діагностичній матриці (табл. 8.3). У цьому прикладі аналізують п'ять можливих технічних станів за трьома діагностичними ознаками, тому $N=5$ і $j_{\max}=3$. Оскільки ознаки дворозрядні, можлива кількість реалізації комплексу ознак, відповідна кількості рядків у результуючій таблиці (табл. 8.4) $N_c = 2^3 = 8$.

Таким чином, можливі такі реалізації комплексів ознак:

1) k_1, k_2, k_3 ; 2) k_1, k_2 ; 3) k_1, k_3 ; 4) k_2, k_3 ; 5) k_1 ; 6) k_2 ; 7) k_3 . Восьмою реалізацією є відсутність усіх ознак. Такий варіант у більшості випадків не розглядається, оскільки не несе ніякої інформації. Якщо врахувати в означеннях відсутність проявлення ознаки, комбінацію ознак можна записати у такому вигляді:

- | | | | |
|----------------------------|----------------------------|----------------------------------|--|
| 1) k_1, k_2, k_3 ; | 3) k_1, \bar{k}_2, k_3 ; | 5) $k_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$; | 7) $\bar{k}_1, \bar{k}_2, k_3$; |
| 2) k_1, k_2, \bar{k}_3 ; | 4) \bar{k}_1, k_2, k_3 ; | 6) $\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3$; | 8) $\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$. |

Причому для дворозрядних ознак імовірність відсутності ознаки розраховується за формулою

$$P\left(\frac{\bar{k}_j}{D_i}\right) = 1 - P\left(\frac{k_j}{D_i}\right).$$

Скориставшись даними діагностичної матриці, визначимо апріорну імовірність діагнозів для різних реалізацій комплексу ознак та запишемо їх у результуючу таблицю (табл. 8.4). Наприклад, для $K^* = (\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)$ відповідно до формули (8.1) чисельники для діагнозів (ЧД) визначаються таким чином:

$$\begin{aligned} \text{ЧД1} &= P(D_1) P\left(\frac{K^*}{D_1}\right) = P(D_1) P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_1}\right) P\left(\frac{k_2}{D_1}\right) P\left(\frac{\bar{k}_3}{D_1}\right) = \\ &= P(D_1) \left[1 - P\left(\frac{k_1}{D_1}\right)\right] P\left(\frac{k_2}{D_1}\right) \left[1 - P\left(\frac{k_3}{D_1}\right)\right] = 0,7(1-0)0,15(1-0) = 0,105; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{ЧД2} &= P(D_2)P\left(\frac{K^*}{D_2}\right) = P(D_2)P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_2}\right)P\left(\frac{k_2}{D_2}\right)P\left(\frac{\bar{k}_3}{D_2}\right) = \\
&= P(D_2)\left[1 - P\left(\frac{k_1}{D_2}\right)\right]P\left(\frac{k_2}{D_2}\right)\left[1 - P\left(\frac{k_3}{D_2}\right)\right] = 0,05(1-0)0,45(1-0,2) = 0,018; \\
\text{ЧД3} &= P(D_3)P\left(\frac{K^*}{D_3}\right) = P(D_3)P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_3}\right)P\left(\frac{k_2}{D_3}\right)P\left(\frac{\bar{k}_3}{D_3}\right) = \\
&= P(D_3)\left[1 - P\left(\frac{k_1}{D_3}\right)\right]P\left(\frac{k_2}{D_3}\right)\left[1 - P\left(\frac{k_3}{D_3}\right)\right] = 0,10(1-0,48)0,30(1-0,25) = 0,0117; \\
\text{ЧД4} &= P(D_4)P\left(\frac{K^*}{D_4}\right) = P(D_4)P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_4}\right)P\left(\frac{k_2}{D_4}\right)P\left(\frac{\bar{k}_3}{D_4}\right) = \\
&= P(D_4)\left[1 - P\left(\frac{k_1}{D_4}\right)\right]P\left(\frac{k_2}{D_4}\right)\left[1 - P\left(\frac{k_3}{D_4}\right)\right] = 0,08(1-0,72)0(1-0) = 0; \\
\text{ЧД5} &= P(D_5)P\left(\frac{K^*}{D_5}\right) = P(D_5)P\left(\frac{\bar{k}_1}{D_5}\right)P\left(\frac{k_2}{D_5}\right)P\left(\frac{\bar{k}_3}{D_5}\right) = \\
&= P(D_5)\left[1 - P\left(\frac{k_1}{D_5}\right)\right]P\left(\frac{k_2}{D_5}\right)\left[1 - P\left(\frac{k_3}{D_5}\right)\right] = 0,07(1-0,60)0(1-0,55) = 0;
\end{aligned}$$

Знаменник (ЗН) для комплексу ознак, які розглядаються, дорівнює сумі всіх чисельників:

$$\text{ЗН1} = \text{ЧС1} + \text{ЧС2} + \text{ЧС3} + \text{ЧС4} + \text{ЧС5} = 0,105 + 0,018 + 0,0117 + 0 + 0 = 0,1337.$$

Імовірність появи діагнозів після проявлення заданого комплексу ознак:

$$\begin{aligned}
P\left(\frac{D_1}{\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3}\right) &= \frac{\text{ЧД1}}{\text{ЗН1}} = \frac{0,105}{0,1337} = 0,78; \\
P\left(\frac{D_2}{\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3}\right) &= \frac{\text{ЧД2}}{\text{ЗН1}} = \frac{0,018}{0,1337} = 0,133; \\
P\left(\frac{D_3}{\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3}\right) &= \frac{\text{ЧД3}}{\text{ЗН1}} = \frac{0,117}{0,1337} = 0,087; \\
P\left(\frac{D_4}{\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3}\right) &= \frac{\text{ЧД4}}{\text{ЗН1}} = \frac{0}{0,1337} = 0; \\
P\left(\frac{D_5}{\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3}\right) &= \frac{\text{ЧД5}}{\text{ЗН1}} = \frac{0}{0,1337} = 0 / 0,1337 = 0.
\end{aligned}$$

Аналогічним чином розраховуються інші значення $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$. При розрахунках необхідно брати до уваги, що, якщо для якогось із діагнозів при реалізації комплексу ознак присутня навіть одна ознака, імовірність проявлення якої при даному діагнозі дорівнює нулю, то $P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)$ у відповідній комірці дорівнює нулю. Врахування цього дозволяє значно скоротити обсяг та час розрахунків, табл. 8.5.

Потім аналізують отримані результати, табл. 8.4. Раніше було прийнято, що $P_D = 0,9$, і тільки дані двох комірок задовольняють цю вимогу. Для встановлення діагнозу D_3 можна скористатися двома комплексами ознак: k_1, k_2, k_3 і k_1, k_2, \bar{k}_3 .

Таблиця 8.5 – Імовірність виникнення різних станів ділянки гідроприводу, рис. 3.2

Реалізація ознак	Імовірність діагнозу для даної реалізації комплексу ознак				
	$P\left(\frac{D_1}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_2}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_3}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_4}{K^*}\right)$	$P\left(\frac{D_5}{K^*}\right)$
k_1, k_2, k_3	0	0	1,0	0	0
k_1, k_2, \bar{k}_3	0	0	1,0	0	0
k_1, \bar{k}_2, k_3	0	0	0,267	0	0,733
\bar{k}_1, k_2, k_3	0	0,536	0,464	0	0
$k_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$	0	0	0,248	0,566	0,186
$\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3$	0,78	0,133	0,087	0	0
$\bar{k}_1, \bar{k}_2, k_3$	0	0,183	0,304	0	0,513

Раціональним є застосування останнього комплексу, який передбачає наявність (вимірювання) тільки двох параметрів. Наявність ознак k_1 і k_2 дозволяє з достатньо великою імовірністю (0,733) стверджувати про наявність діагнозу D_3 , однак ця імовірність нижча за задану граничну P_D . Можна зробити висновок, що вибрана сукупність параметрів не є оптимальною для розпізнавання заданих несправностей приводу, необхідно використовувати додаткові діагностичні ознаки. Зазначимо, що для спрощення розрахунків за методом Байєса використовують програму розрахунку на ПК, алгоритм якої наведено у [14].

8.5. Вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів методами статистичних рішень

Розглянемо застосування методів статистичних рішень для діагностування вузлів гідроприводів. Нехай технічний стан насоса оцінюється за вмістом механічних або металевих домішок в маслі. Для справного стану середнє значення домішок становить 5 г на тонну масла, середньоквадратичне відхилення 2 г на 1 тонну. При підвищеному зношуванні деталей тертя середнє значення дорівнює 12 г на 1 тонну, середнє квадратичне відхилення 3 г на 1 тонну. Розподілення випадкових величин (вмісту домішок) відбувається за нормальним законом.

За статистичними даними несправний стан насоса (підвищене зношення) спостерігається у 10 % насосів. Пропуск дефекту оцінюється у 20 разів дорожче за хибну тривогу. Умовною вигодою від правильного рішення – нехтуємо.

Необхідно визначити граничний вміст домішок у приводі, вище яких насос підлягає заміні (несправний) для того, щоб уникнути небезпечних наслідків (раптової відмови). Оцінювання граничних значень діагностичного параметра проведемо різними методами статистичних рішень.

За результатами розв'язання задачі необхідно знайти: граничне значення параметра; імовірність похибок 1-го та 2-го роду; середній ризик.

Таким чином, з умови задачі маємо:

$$P_2 = 0,1; P_1 = 1 - P_2 = 0,9; C_{11} = C_{22} = 0; \frac{C_{12}}{C_{21}} = 0 \text{ (вважаємо, що } C_{12} = 20,$$

$$C_{21} = 1); \bar{x}_1 = 5; \sigma_1 = 2; \bar{x}_2 = 12; \sigma_2 = 3.$$

Розв'язок задачі здійснимо різними методами та проведемо порівняльний аналіз отриманих результатів.

На початку зазначимо, що щільність розподілення при нормальному законі визначається рівнянням

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}},$$

де \bar{x} – середнє значення (математичне очікування); σ – середнє квадратичне відхилення безперервної величини.

Функція нормального розподілення

$$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Якщо використати функцію Лапласа

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{u^2}{2}} du,$$

то функцію розподілення можна розрахувати з рівнянням

$$F(x) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x - \bar{x}}{\sigma}\right).$$

У додатку табл. Д.1 наведені значення функції нормального розподілення. Для розрахунку F за табл. Д.1 необхідно як аргумент підставляти величину $\frac{x - \bar{x}}{\sigma}$, наприклад $\frac{x_0 - \bar{x}_1}{\sigma_1}$.

Метод мінімального ризику

Граничне значення визначається з рівняння

$$\frac{f\left(\frac{x_0}{x_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{x_2}\right)} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}.$$

Після підставлення вихідних даних отримаємо

$$\frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = \frac{C_{12}C_2}{C_{21}C_1} = \frac{20}{1} \frac{0,1}{0,9} = 2,22. \quad (8.36)$$

Щільності нормального розподілення для справного і несправного станів:

$$f(x_0/D_1) = \frac{1}{\sigma_1\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma_1^2}} = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{2 \cdot 2^2}} = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{8}};$$

$$f(x_0/D_2) = \frac{1}{\sigma_2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma_2^2}} = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{2 \cdot 3^2}} = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{18}}.$$

Після підставлення у рівняння (8.36) отримуємо

$$\frac{3}{2} e^{-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18}} = 2,22. \quad (8.37)$$

Після логарифмування (8.37) перетворюється у квадратне рівняння

$$-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18} = \ln \frac{4,44}{3}, \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + \ln\left(\frac{4,44}{3}\right) = 0,$$

коренем якого є $x_0 = 7,456$.

Метод мінімальної кількості хибних рішень

Граничне значення x_0 визначається з рівняння

$$\frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (8.38)$$

Після підставлення вихідних даних та логарифмування (8.38) отримаємо квадратне рівняння

$$-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18} = \ln\left(\frac{0,1}{0,9} \frac{2}{3}\right), \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + 72\ln\left(\frac{2}{37}\right) = 0,$$

додатним коренем якого є $x_0 = 9,97$.

Метод мінімаксу (імовірності D_1 і D_2 відсутні)

Граничне значення x_0 отримаємо з рівняння

$$C_{21}\left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right)\right] - C_{12}\left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right)\right] = 0,$$

де F – функція розподілення.

Застосуємо для цього метод Ньютона:

$$x_{0(i+1)} = x_{0(i)} - \frac{\varphi(x_{0(i)})}{\varphi'(x_{0(i)})}.$$

$$\varphi(x_0) = C_{21}\left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right)\right] - C_{12}\left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right)\right],$$

$$\varphi'(x_0) = -C_{21}f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) - C_{12}f\left(\frac{x_0}{D_1}\right).$$

Перше наближення

$$x_{0(1)} = \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}{2} = \frac{5+12}{2} = 8,5.$$

$$\begin{aligned} \varphi'(x_0) &= -C_{21}f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) - C_{12}f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) = 1 \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{8}} - 20 \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{18}} = \\ &= -0,0432 - 1,3467 = -1,39. \end{aligned}$$

Величину $\varphi(x_0)$ знайдемо за допомогою табл. Д.1, підставляючи у якості

аргументу функції розподілення для діагнозів D_1 і D_2 значення $\frac{x_{0(i)} + \bar{x}_1}{\sigma_1}$ і

$\frac{x_{0(i)} + \bar{x}_2}{\sigma_2}$ відповідно:

$$\varphi(x_{0(1)}) = 1 \left[1 - F\left(\frac{8,5-5}{2}\right) \right] - 20F\left(\frac{8,5-12}{3}\right) = 1[1 - F(1,75)] - 20F(-1,167) = \\ = [1 - F(1,75)] - 20[1 - F(1,167)] = (1 - 0,9594) - 20(1 - 0,878) = -2,399.$$

Наступне наближення кореня

$$x_{0(2)} = x_{0(1)} - \frac{\varphi(x_{0(1)})}{\varphi'(x_{0(1)})} = 8,5 - \frac{-2,399}{-1,39} = 6,77.$$

Після декількох ітерацій отримали граничне значення параметра $x_{0(5)} = 5,71$.

Якщо провести аналогічні розрахунки для $C_{21} = C_{12} = 1$, прирівнявши вартості тривоги і пропуску дефекту, отримаємо $x_{0(3)} = 7,80$.

Найменш сприятливі імовірності розраховуємо за формулами:

$$P_1^* = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{21} \frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)}}; \quad P_2^* = 1 - P_1^*.$$

Для $x_0 = 5,71$ отримаємо

$$P_1^* = \frac{20}{20 + \frac{3}{2} e^{-\frac{(x_0-5)^2}{8} + \frac{(x_0-12)^2}{18}}} = \frac{20}{20 + \frac{3}{2} e^{-\frac{(5,71-5)^2}{8} + \frac{(5,71-12)^2}{18}}} = 0,69;$$

$$P_2^* = 1 - P_1^* = 1 - 0,69 = 0,31.$$

Для $x_0 = 7,80$ імовірності мають значення

$$P_1^* = 0,93; \quad P_2^* = 0,07.$$

Метод Неймана – Пірсона

Його використовують тоді, коли вартість похибок незадана. Мінімізується імовірність пропуску дефекту, однак попередньо задається допустимий рівень A імовірності хибної тривоги. Граничне значення x_0 , яке відповідає мінімуму імовірності пропуску дефекту, визначається з рівняння (8.31).

Вважаємо, що наслідки дефекту обмежені. Приймаємо $k_{\text{нд}} = 1$. Тоді $A = k_{\text{нд}} P_2 = 0,1$. Для розв'язання рівняння (8.31) скористаємося методом

Ньютона

$$x_{0(i+1)} = x_{0(i)} - \frac{\varphi(x_{0(i)})}{\varphi'(x_{0(i)})}.$$

$$\begin{aligned}\varphi(x_0) &= P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) dx - A = P_1 \left[1 - \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x_0}{D_1}\right) dx \right] - A = P_1 \left[1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right) \right] - A, \\ \varphi'(x_0) &= -P_1 f\left(\frac{x_0}{D_1}\right).\end{aligned}$$

Перше наближення

$$x_{0(1)} = \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}{2} = \frac{5+12}{2} = 8,5.$$

Після підставлення вихідних даних та даних табл. Д.1 отримаємо

$$\begin{aligned}\varphi(x_{0(1)}) &= 0,91 - F\left[1 - F\left(\frac{8,5-5}{2}\right)\right] - 0,1 = 0,9[1 - F(1,75)] - 0,1 = \\ &= 0,9(1 - 0,9594) - 0,1 = -0,0635;\end{aligned}$$

$$\varphi'(x_0) = 0,9 \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(8,5-5)^2}{8}} = -0,0388.$$

Наступне наближення

$$x_{0(2)} = x_{0(1)} - \frac{\varphi(x_{0(1)})}{\varphi'(x_{0(1)})} = 8,5 - \frac{-0,0635}{-0,03988} = 6,86.$$

Після декількох ітерацій отримали граничне значення параметра $x_{0(5)} = 5,43$.

Метод найбільшої правдоподібності

Граничне значення x_0 знаходимо з умови

$$\frac{f\left(\frac{x_0}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_0}{D_2}\right)} = 1.$$

Після підставлення вихідних даних та логарифмування останнього рівняння отримаємо

$$-\frac{(x_0 - 5)^2}{8} + \frac{(x_0 - 12)^2}{18} = \ln\left(1 \frac{2}{3}\right), \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + 72 \ln\left(\frac{2}{3}\right) = 0,$$

додатнім коренем якого є $x_0 = 8,14$.

Для кожного з граничних значень, отриманих різними методами,

розраховуємо імовірності хибної тривоги

$$P(H_{21}) = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = P_1 \left(1 - F\left(\frac{x_0}{D_1}\right)\right),$$

і пропуску дефекту

$$P(H_{12}) = P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx = P_2 F\left(\frac{x_0}{D_2}\right),$$

а також величину ризику

$$R = C_{21}P(H_{21}) + C_{12}P(H_{12}).$$

Наприклад, для методу найбільшої правдоподібності

$$P(H_{21}) = 0,9 \left[1 - F\left(\frac{8,14 - 5}{2}\right)\right] = 0,9[1 - F(1,57)] = 0,9(1 - 0,9418) = 0,0524;$$

$$P(H_{12}) = 0,1F\left(\frac{8,14 - 12}{3}\right) = 0,1F(-1,29) = 0,1[1 - F(1,29)] = 0,1(1 - 0,9015) = 0,0098;$$

$$R = 10,0524 + 20 \cdot 0,0098 = 0,248.$$

Результати розрахунку наведено у табл. 8.6.

Таблиця 8.6 – Результати розрахунку

Метод		x_0	$P(H_{21})$	$P(H_{12})$	R
Мінімального ризику		7,46	0,0984	0,0065	0,229
Мінімальної кількості похибок		9,79	0,0074	0,0229	0,467
Найбільшої правдоподібності		8,14	0,0524	0,0098	0,248
Мінімаксу	$C_{12}/C_{21} = 20$	5,71	0,3235	0,0018	0,360
	$C_{12}/C_{21} = 1$	7,80	0,0727	0,0081	0,234
Неймана – Пірсона		7,44	0,1000	0,0064	0,230

Найбільший ризик при прийнятті рішень отримують при використанні методів мінімальної кількості похибок та мінімаксу з нерівнозначною оцінкою хибної тривоги і пропуску дефекту. Для інших методів величина середнього ризику приблизно однакова і становить 0,23...0,25. Граничне значення $x_0 = 5,71$,

отримане за методом мінімаксу, для $\frac{C_{12}}{C_{21}} = 20$ передбачає зняття з експлуатації

великої кількості справних насосів, оскільки витікає з найгіршої імовірності несправного стану $P_2^* = 0,39$. Найменшу імовірність пропуску дефекту отримуємо при використанні методів Неймана – Пірсона і мінімального ризику, що відповідають граничному стану $x_0 = 7,44 \dots 7,46$.

8.6. Статистичні рішення за наявності зони невизначеності

Правило прийняття рішення при наявності зони невизначеності. У деяких випадках, коли потрібна висока надійність розпізнання (велика вартість помилок пропуску мети і хибної тривоги), доцільно ввести зону невизначеності (зону відмови від розпізнавання). Правило прийняття рішення буде таким, рис. 8.3:

$$\text{при } x \leq x_a, x \in D_1; \text{ при } x \geq x_b, x \in D_2; \text{ при } x_a < x < x_b \quad (8.39)$$

відмова від розпізнавання.

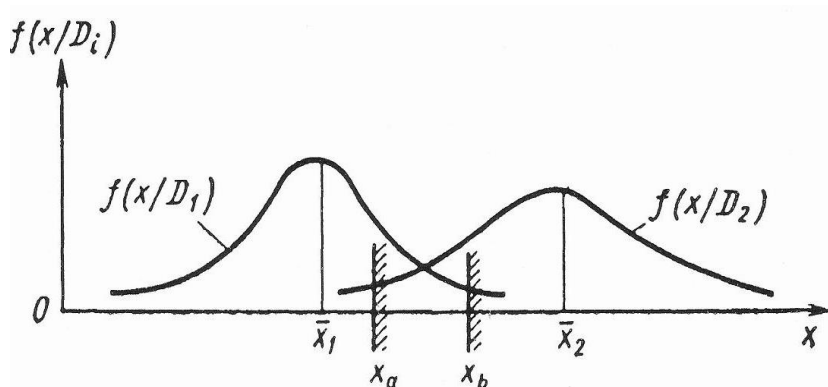


Рисунок 8.3 – Статистичні розв'язання при наявності зони невизначеності

Зрозуміло, що відмова від розпізнавання є небажаною подією. Це свідчить, що наявної інформації недостатньо для прийняття рішення та потрібні додаткові відомості.

Визначення середнього ризику. Величина середнього ризику при наявності зони відмови від розпізнавання може бути виражена такою рівністю:

$$R = C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_a} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{21}P_1 \int_{x_b}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_a} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + \\ + C_{22}P_2 \int_{x_b}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_0 \int_{x_a}^{x_b} \left[P_1 f\left(\frac{x}{D_1}\right) + P_2 f\left(\frac{x}{D_2}\right) \right] dx, \quad (8.40)$$

де C_0 – ціна відмови від розпізнавання.

Зазначимо, що $C_0 > 0$, інакше задача втрачає сенс («винагорода» за відмову розпізнавання). Точно так при $C_{11} \leq 0$, $C_{22} \leq 0$, оскільки правильні рішення не повинні «штрафуватися».

Метод мінімального ризику при наявності зони невизначеності. Визначимо границі області прийняття рішень, виходячи з мінімуму мінімального ризику. Диференціюємо (8.40) за x_a і x_b та прирівнюючи до нуля, знайдемо

$$\frac{\partial R}{\partial x_a} = C_{11}P_1f\left(\frac{x_a}{D_1}\right) + C_{12}P_2f\left(\frac{x_a}{D_2}\right) + C_0\left[P_1f\left(\frac{x_a}{D_1}\right) + P_2f\left(\frac{x_a}{D_2}\right)\right]; \quad (8.41)$$

$$\frac{\partial R}{\partial x_b} = -C_{21}P_1f\left(\frac{x_b}{D_1}\right) - C_{22}P_2f\left(\frac{x_b}{D_2}\right) + C_0\left[P_1f\left(\frac{x_b}{D_1}\right) + P_2f\left(\frac{x_b}{D_2}\right)\right]. \quad (8.42)$$

З рівнянь (8.41) і (8.42) отримуємо

$$\frac{f\left(\frac{x_a}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_a}{D_2}\right)} = \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})}; \quad (8.43)$$

$$\frac{f\left(\frac{x_b}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_b}{D_2}\right)} = \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)}. \quad (8.44)$$

Рівності (8.43) і (8.44), що виражають необхідні умови екстремуму, можуть існувати, якщо їх праві частини додатні. Для цього необхідно, щоб

$$C_{12} > C_0; \quad C_{21} > C_0, \quad (8.45)$$

тобто вартість похибок повинна бути більшою за вартість відмови від розпізнавання. Якщо не заохочувати правильні рішення ($C_{11} = 0, C_{22} = 0$) і не платити за відмову від розпізнавання ($C_0 = 0$), то область невизначеності буде займати усю область зміни параметра.

Для існування мінімуму функції двох змінних $R(x_a, x_b)$ повинно бути

$$\frac{\partial^2 R}{\partial x_a^2} \frac{\partial^2 R}{\partial x_b^2} - \left(\frac{\partial^2 R}{\partial x_a \partial x_b} \right)^2 > 0. \quad (8.46)$$

Внаслідок рівності нулю змішаної похідної умови мінімуму мають вигляд:

$$\frac{f'\left(\frac{x_a}{D_1}\right)}{f'\left(\frac{x_a}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})}; \quad (8.47)$$

$$\frac{f'\left(\frac{x_b}{D_1}\right)}{f'\left(\frac{x_b}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)}. \quad (8.48)$$

Можна показати, що для «одновершинних» розподілень при умові

$$\bar{x}_1 < x_a < x_b < \bar{x}_2. \quad (8.49)$$

Умови (8.47) та (8.48) виконуються і співвідношення (8.43) та (8.44) дають значення x_a і x_b , що відповідають мінімуму ризику.

Метод Неймана – Пірсона при наявності зони невизначеності.
Узагальнення методу полягає в тому, що x_a і x_b , які відповідають мінімуму, визначають з умов:

$$P_1 \int_{x_b}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right) dx = A; \quad P_2 \int_{-\infty}^{x_a} f\left(\frac{x}{D_2}\right) dx = B, \quad (8.50)$$

де A і B – імовірності хибної тривоги і пропуску дефекту відповідно.

Наявність зони невизначеності дозволяє забезпечити задані рівні похибок за рахунок відмови від розпізнавання у «сумнівних» випадках. Правило прийняття рішення (8.39) може бути виражено через відношення правдоподібності:

$$\text{при } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})} \quad x \in D_1; \quad \text{при } \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} > \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)} \quad x \in D_2; \quad (8.51)$$

$$\text{при } \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})} < \frac{f\left(\frac{x}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x}{D_2}\right)} < \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)} - \text{відмова від розпізнавання.}$$

Розглянемо випадок, коли параметр x розподілений за нормальним законом при діагнозах D_1 (справний стан) та D_2 (несправний стан), причому середньоквадратичне відхилення в обох випадках однакове.

Щільності розподілень

$$f\left(\frac{x}{D_1}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}}; \quad f\left(\frac{x}{D_2}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}}.$$

Внаслідок співвідношень (8.43) і (8.44) будемо мати

$$\ln \frac{f\left(\frac{x_a}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_a}{D_2}\right)} = -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_a(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_{12} - C_0)}{(C_0 - C_{11})};$$

$$\ln \frac{f\left(\frac{x_b}{D_1}\right)}{f\left(\frac{x_b}{D_2}\right)} = -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_b(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_0 - C_{22})}{(C_{21} - C_0)}.$$

З останніх рівнянь знаходимо

$$x_a = \frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} = \left[\ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_{12} - C_0)}{(C_0 - C_{11})} \right];$$

$$x_b = \frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} = \left[\ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_0 - C_{22})}{(C_{21} - C_0)} \right].$$

При $C_{11} = C_{22} = 0$ і $C_0 \rightarrow 0$ отримаємо $x_a \rightarrow -\infty$, $x_b \rightarrow \infty$, тобто зона невизначеності займає усю область зміни параметра.

Статистичні рішення для декількох станів. Вище були розглянуті випадки, коли статистичні рішення приймалися для розрізнення двох станів (дихотомія). Принципово така процедура дозволяє провести розділення на n станів, кожного разу об'єднуючи результати для двох станів D_i і \bar{D}_i , де під \bar{D}_i розуміють будь-який стан, який відповідає умові «не D_i ». Однак у деяких випадках важливо розглянути пряму задачу – статистичні рішення для класифікації n станів. Розглянемо системи з діагностичним параметром x . Спочатку зупинимося на випадку, коли проводиться розділення на три стани (рис. 8.4). Правило прийняття рішення полягає у такому:

при $-\infty < x < x_1$, $x \in D_1$; при $x_1 < x < x_2$, $x \in D_2$; при $x_2 < x < \infty$, $x \in D_3$. (8.52)

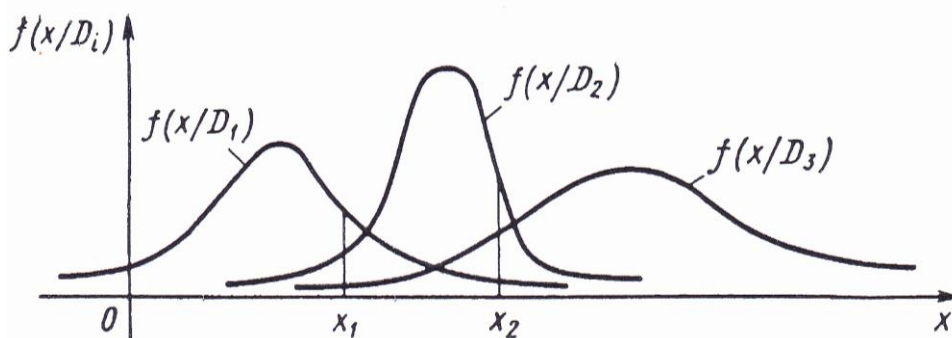


Рисунок 8.4 –
Метод статисти-
чних рішень
для трьох станів

Середній ризик

$$\begin{aligned}
R = & C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_1} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_1} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_{13}P_3 \int_{-\infty}^{x_1} f\left(\frac{x}{D_3}\right)dx + \\
& + C_{21}P_1 \int_{x_1}^{x_2} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{22}P_2 \int_{x_1}^{x_2} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_{23}P_3 \int_{x_1}^{x_2} f\left(\frac{x}{D_3}\right)dx + \\
& + C_{31}P_1 \int_{x_2}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_1}\right)dx + C_{32}P_2 \int_{x_2}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_2}\right)dx + C_{33}P_3 \int_{x_2}^{\infty} f\left(\frac{x}{D_3}\right)dx.
\end{aligned} \quad (8.53)$$

Величини C_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) є елементами «платіжної матриці». Індекс i відповідає гіпотезі, яка приймається про стан об'єкта, індекс j – дійсному стану. Наприклад, C_{12} виражає вартість штрафу у випадку, коли за прийнятим правилом вважається стан D_1 , а в дійсності привід знаходиться у стані D_2 . Величини $C_{ii} < 0$, оскільки вони є заохоченнями за правильні рішення. Три перші складники рівняння (8.53) належать до області першого стану і так далі.

Розглянемо метод мінімального ризику. У цьому випадку граничні значення x_1 і x_2 визначаються з умови мінімуму R . Необхідні умови мінімуму (екстремуму)

$$\frac{\partial R}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial R}{\partial x_2} = 0 \quad (8.54)$$

приводять до таких рівностей:

$$(C_{11} - C_{21})P_1 f\left(\frac{x_1}{D_1}\right) + (C_{12} - C_{22})P_2 f\left(\frac{x_1}{D_2}\right) + (C_{13} - C_{23})P_3 f\left(\frac{x_1}{D_3}\right) = 0; \quad (8.55)$$

$$(C_{21} - C_{31})P_1 f\left(\frac{x_2}{D_1}\right) + (C_{22} - C_{32})P_2 f\left(\frac{x_2}{D_2}\right) + (C_{23} - C_{33})P_3 f\left(\frac{x_2}{D_3}\right) = 0. \quad (8.56)$$

З рівняння (8.55) знаходимо значення x_1 , з рівняння (8.56) – x_2 . Для знаходження коренів може бути використаний метод Ньютона.

Для того щоб значення x_1 і x_2 , які задовольняють рівняння (8.55) і (8.56), відповідали мінімуму, необхідно та достатньо виконання таких вимог:

$$\frac{\partial^2 R}{\partial x_1^2} > 0; \quad \frac{\partial^2 R}{\partial x_2^2} > 0, \quad (8.57)$$

що дає

$$(C_{11} - C_{21})P_1 f'\left(\frac{x_1}{D_1}\right) + (C_{12} - C_{22})P_2 f'\left(\frac{x_1}{D_2}\right) + (C_{13} - C_{23})P_3 f'\left(\frac{x_1}{D_3}\right) > 0; \quad (8.58)$$

$$(C_{21} - C_{31})P_1 f'\left(\frac{x_2}{D_1}\right) + (C_{22} - C_{32})P_2 f'\left(\frac{x_2}{D_2}\right) + (C_{23} - C_{33})P_3 f'\left(\frac{x_2}{D_3}\right) > 0. \quad (8.59)$$

Якщо розподілення $f\left(\frac{x}{D_1}\right)$, $f\left(\frac{x}{D_2}\right)$ та $f\left(\frac{x}{D_3}\right)$ є одномодальними («одновершинними»), то останні умови виконуються при

$$\bar{x}_1 < x_1 < \bar{x}_2; \bar{x}_2 < x_2 < \bar{x}_3, \quad (8.60)$$

де \bar{x}_1 , \bar{x}_2 , \bar{x}_3 – середні значення відповідних розподілень.

Запитання для самоконтролю

1. Які ви знаєте статистичні методи розпізнавання технічного стану гідроприводів?
2. У чому сутність методу Байєса?
3. Запишіть формулу Байєса. Дайте характеристику складових, які входять до формули Байєса.
4. Який порядок оцінки технічного стану гідроприводу методом Байєса?
5. Дайте характеристику методу послідовного аналізу.
6. Яка загальна процедура визначення технічного стану гідроприводу методом послідовного аналізу?
7. Перерахуйте методи статистичних рішень.
8. Яка загальна постановка визначення технічного стану гідроприводу методом статистичних рішень?
9. Сутність методу мінімального ризику.
10. Який порядок визначення технічного стану гідроприводу методом мінімальної кількості хибних рішень?
11. Сутність методу мінімаксу.
12. Який порядок розрахунку оцінок технічного стану гідроприводу методом Неймана – Пірсона?
13. Запишіть правило прийняття рішення про технічний стан гідроприводу за методом найбільшої правдоподібності.
14. Як проводять вибір ознак для діагностування технічного стану гідроприводів методом Байєса?
15. Який вигляд діагностичної матриці Байєса?
16. Як проводять вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів, які виконуються методами статистичних рішень?
17. Як оцінюють ризик при прийнятті рішення про технічний стан гідроприводу?
18. Сформулюйте правило прийняття рішення при наявності області невизначеності.

19. Сформулюйте правило прийняття статистичних рішень для декількох станів.
20. Сутність методу найбільшої правдоподібності.

РОЗДІЛ 9

СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ

9.1. Засоби технічного діагностування

Технічний стан приводу будь-якої машини характеризується рядом діагностичних параметрів (ознак), більшість з яких є неелектричними величинами: тиск, частота обертання, витрата рідини, температура, швидкість, прискорення, лінійні та кутові переміщення елементів конструкцій, вібрація, характеристики стану робочої рідини тощо. І тільки деякі параметри, пов'язані зі станом електрообладнання, електронних підсилювачів і перетворювачів, контрольно-вимірювальної апаратури подаються електричними величинами.

Неелектрична природа діагностичних ознак викликала необхідність перетворення їх в уніфіковані електричні сигнали, зручні для подальших операцій вимірювання, обробки та індикації. Ці функції виконують датчики. Датчики – це технічні пристрої, що складаються з вимірника, розташованого безпосередньо біля об'єкта вимірювання, і перетворювача, що перетворює вимірюваний параметр у величину, зручну для передачі по лініях зв'язку, підсилення і реєстрації.

Датчики, що використовуються у засобах технічного діагностування гідроприводів, працюють у тяжких умовах і до них пред'являються різноманітні вимоги, основні з яких такі.

1. Висока чутливість і точність. Чутливість датчика визначається відношенням вихідного сигналу, отриманого як результат вимірювання і перетворення, до вхідного сигналу. Поріг чутливості – мінімальне значення вхідного сигналу, яке може зафіксувати датчик. Точність характеризується максимальною різницею між отримуваною і номінальною вихідними величинами, визначається статичною характеристикою.

2. Висока перевантажувальна здатність. Характеризується відношенням

гранично допустимого значення контрольованого параметра, що не викликає зміни характеристик датчика, до його номінального значення. Для датчиків систем технічного діагностування рекомендована перевантажувальна здатність повинна бути не менша за 1,5.

3. Стійкість до механічних, хімічних та температурних впливів. Стійкість до механічних впливів характеризується здатністю датчика протистояти вібраціям, ударним навантаженням і зберігати працездатність після їх дії. Датчики засобів технічного діагностування повинні протистояти прискоренням до 50 g в діапазоні частот 10 Гц...50 кГц. Датчики повинні бути працездатні при температурі середовищі $-30...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$, а також стійкі до пилу та вологи, пари сірчистих і вуглецевих з'єднань та інших середовищ.

4. Мала чутливість до невимірюваних параметрів, тобто здатність датчика реагувати тільки на зміни того контрольованого параметра, для вимірювання якого він призначений.

5. Зручність вбудовування в об'єкт, що діагностується.

6. Мала маса та габаритні розміри.

Комплексне врахування цих вимог дозволяє вибрати датчики або спроектувати нові для конкретної системи діагностування.

Нині промисловістю випускається велика номенклатура різних датчиків, що відрізняються призначенням і принципом дії.

У завдання цього посібника не входить розгляд принципів роботи та облаштування вимірювальних засобів і датчиків, тому зупинимося лише на загальних характеристиках датчиків, які можуть застосовуватися у діагностичних системах.

Вимірювання тиску. При діагностуванні за тиском застосовують датчики, у яких деформація вимірювального елемента (мембрани, сильфона, пружини, струни та ін.), викликана зміною тиску, перетворюється в електричний сигнал різними перетворювачами. Широке поширення отримали потенціометри. Промисловість випускає декілька типів таких датчиків. Для діагностування знайшли застосування малогабаритні і чутливі датчики МД-4 та ДМП-А, які забезпечують вимірювання тиску в діапазоні 0...60 МПа з похибкою $\pm 1,5...2,5\%$.

Потенціометри забезпечують отримання досить великого електричного вихідного сигналу, що не потребує його підсилення для подальшої обробки і реєстрації. Однак динамічні властивості їх невисокі та їх застосовують для реєстрації постійних тисків або тих, що повільно змінюються.

У тензометричних (тензорезисторних) датчиках деформація тензорезисторів (фольга, напівпровідниковий елемент) перетворюється в електричний опір. Для вимірювання швидкозмінних тисків застосовують датчики типів ЛХ-412 і ЛХ-415 з діапазоном вимірювання тиску 0...125 МПа з похибкою 0,8 %.

Крім наведених датчиків тиску, науково-дослідними установами і промисловими підприємствами розробляються і інші, засновані на різних фізичних принципах перетворення тиску в електричний сигнал. До них належать електромагнітні (деформація чутливого елемента приводить до зміни характеристики магнітного ланцюга), ємнісні (змінюється ємність ланцюга перетворення), п'єзометричні (при тиску на кристал у ньому виникає різниця потенціалів, яка є вихідним сигналом) датчики.

У сучасних гідросистемах для виміру тиску використовують перетворювачі тиску типу ПД/20/2, клас точності 0,05, похибка вимірювань $\pm 0,5$ %, частота пропускання 1200 Гц. Сигнали від перетворювачів тиску реєструють за допомогою багатоканального вимірювального пристрою на базі ноутбука ASUS K50IP (K50IP-T330SCGDWW) (TFT HD(1366x768) 15,6" LED/Dual Core T3300 2.0GHz/2048Mb/320Gb/DVD-SM/GeForce GT205M 512Mb). Для цього була розроблена спеціальна програма. Частота опитування по кожному каналу становить 1024 Гц, а розрядність АЦП – 10 біт [9].

Вимірювання витрати та швидкості рідини. Існує велика кількість методів вимірювання витрати. Найбільш прості та поширені методи засновані на вимірюванні об'ємів і перепаду тиску на спеціальних елементах. В датчиках, збудованих з використанням об'ємних методів, рухливими елементами відсікаються порції об'єму рідини в одиницю часу (турбінні і гігроскопічні датчики), у витратомірах постійного та змінного перепаду тиску витрата визначається перепадом тиску на діафрагмах або дроселях. Такі витратоміри мають низьку точність, малу швидкодію, сприймають вібрацію і непридатні для систем технічного діагностування.

До перспективних витратомірів відносяться термоанемометри. Їх чутливим елементом є металева нитка або напівпровідник, що нагрівається електричним струмом. Нитка охолоджується рідиною, яка протікає, що викликає падіння температури, і отже, зменшення електричного опору. Як вихідний параметр за яким судять про витрати, служить або температура перетворювача при постійній потужності нагріву, або потужність, сила струму або напруга при постійній температурі перетворювача.

У термоанемометричному приладі контролю внутрішньої негерметичності, рис. 9.1, сигнал S_Q з витратного 2 і S_T з компенсаційного 1 термісторів через свої мостові схеми M_Q і M_T після підсилення в блоках Y_Q і Y_T надходять на логарифмічний вимірник 3, проходять аналоговий перетворювач 4 і далі індикатор витрати 5 [43].

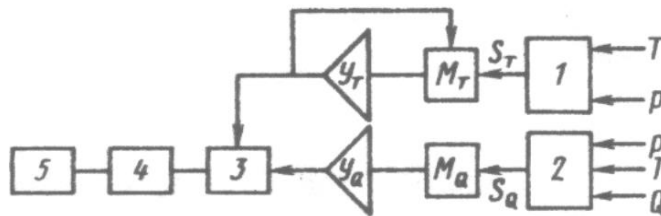


Рисунок 9.1 – Схема термоанемометричного приладу контролю внутрішньої негерметичності

Крім витрати, прилад дозволяє вимірювати температуру T робочої рідини за сигналом після компенсаційного термістора. Прилад живиться постійним струмом і працює у діапазоні температур $-40...+60$ °С, похибка вимірювання витрати до 5 %. За допомогою приладу можна контролювати витрату рідини і її витоки в гідроагрегатах, осцилографувати перехідні процеси за витратою, вимірювати пульсацію витрати та двофазність потоку.

Вимірювання частоти обертання. Частоту обертання вимірюють механічними, електричними магнітоіндукційними, фотоелектричними та іншими тахометрами. Перераховані тахометри, крім останнього, необхідно під'єднувати до частин, що обертаються, це обмежує їх застосування в системах діагностування. Для вимірювання частот обертання елементів, які знаходяться у недоступних місцях, доцільно використовувати стробоскопічні тахометри.

Вимірювання параметрів вібрації. Для вимірювання параметрів вібрації використовують віброперетворювачі, які перетворюють механічні коливання в електричний сигнал. В діагностуванні в основному застосовують індукційні і п'єзоелектричні перетворювачі. Принцип дії індукційних віброперетворювачів оснований на використанні електромагнітної індукції. Вони володіють високою чутливістю, але працюють в обмеженій смузі частот та мають великі габарити.

Найбільше поширення мають п'єзоелектричні віброперетворювачі (акселерометри). Їх робота основана на відомому фізичному явищі – виникнення електричних зарядів на гранях деяких кристалічних тіл (кварц, кристали сегнетової солі, титан барію та ін.) при дії на них стисних або розтяжних сил.

Для підсилення вихідного сигналу віброперетворювачі оснащені підсилювачами.

Для обробки вібросигналу застосовують фільтри частот, які збільшують

відношення корисного сигналу (швидкості або прискорення вібрації) до шуму шляхом пригнічення складових спектра вібрацій, яка не несе інформації про технічний стан системи.

Переважає кількість несправностей гідроприводу з'являється на певних складових спектра вібрацій, енергетичні характеристики яких можуть бути суттєво нижче характеристик вібрацій справного приводу.

Крім того, однакові виміри характеристик спектра вібрацій у широкому діапазоні частот можуть бути викликані несправностями різних агрегатів, що входять до гідроприводу. Тому, визначивши несправність за загальним рівнем вібрацій, часто не вдається визначити місце виникнення несправності. Для підвищення ефективності вібродіагностування необхідно мати структуру вібросигналів, тобто складові спектра вібрацій за частотами та амплітудами. Для цього використовують електронні аналізатори спектрів та корелятори, які визначають спектральні і кореляційні функції. Перелік і характеристики віброперетворювачів та аналізаторів спектра, які випускаються вітчизняною і зарубіжною промисловістю, наведено у відповідних довідниках.

9.2. Вимірювально-діагностичне обладнання фірми PARKER

Вимірювання гідравлічних параметрів і їх аналіз є основою надійного виявлення та усунення несправностей при експлуатації гідрофікованого обладнання. Вимірювальні прилади забезпечують вимірювання, індикацію та реєстрацію на ПК аналогових значень тиску, його піків, перепадів тиску, температури робочої рідини в гідравлічному баці та окремих вузлах гідравлічного приводу, частоти обертання насосів і гідромоторів, а також електричних параметрів живлення та управління пристроїв електроавтоматики (пропорційних електромагнітів гідророзподільників, редукційних і запобіжних клапанів). Слід зазначити, що висока швидкість запису вимірювальних параметрів та мала похибка вимірювання приладів підвищує достовірність аналізу роботи гідроприводу у статичному та динамічному режимах навантаження.

Фірма PARKER [2] виробляє мініатюрний комплекс вимірювально-діагностичного обладнання для гідроприводу мобільних машин – Parker Sensor Control, Diagnostic Test, Equipment for Hydraulics, рис. 9.2, до якого входять більш ніж 120 виробів. Вона також надає послуги з калібрування приладів, які виготовляються з видачею відповідних сертифікатів відповідно до ISO 9001.

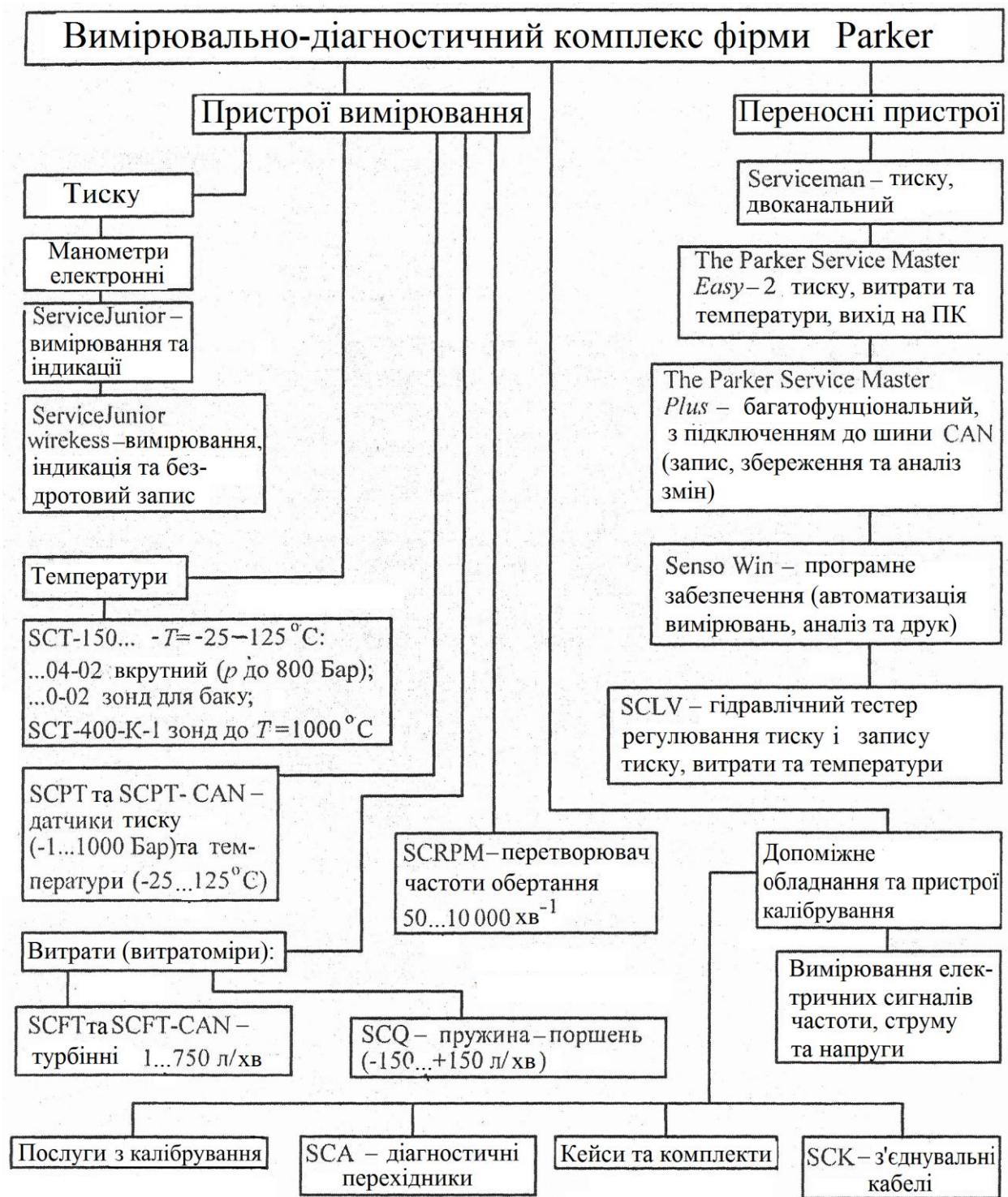


Рисунок 9.2 – Структурна схема пристроїв вимірювання та діагностики фірми Parker

Систематизована номенклатура та функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми PARKER наведено в табл. 4.5. Відзначимо, що висока міцність приладів, малі габарити і маса, а також надійність та тривалий час служби при високій інформативності є передумовою для оснащення комплексами вимірювально-діагностичного обладнання фірми PARKER підприємств,

які займаються ремонтом, експлуатаційними спостереженнями та модернізацією гідроприводу мобільних машин різного призначення.

Таблиця 9.1 – Функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми Parker

Параметри	Вимірювання та індикація		Пристрої з пам'яттю вимірюваних параметрів		
	Service-Junior	Service-man	ServiceJunior wireless	Service Master Easy	Service Master Plus
Індикація вимірюваних значень p	Ф-мін/макс- З.П.	Ф-мін/макс	Ф-мін/макс- З.П.	Ф-мін/макс повна шкала	Ф-мін/макс- З.П.
Кількість каналів індикації	–	2	–	4	≥ 6 плюс додатковий канал
Піки p	10 мс	2 мс	10 мс	1мс/0,25 мс	1мс/0,1 мс
Вимірювання $\Delta p = p_1 - p_2$	–	+	–	+	+
Живлення	Батарея	Ак.+зовн.	Батарея	Ак.+зовн.	Ак.+зовн.
Інтерфейс	–	(+)	USB	USB	USB/Ethernet
Онлайн-функція	–	(+)	–	+	+
Запис	–	–	+	+	+
Розніми :					
тиску	+	+	+	+	+
$T_t / n / q$	–	+	–	+	+
електричних сигналів	–	(+)	–	(+)	+
Датчик СВ	–	(+)	–	(+)	+
Датчик для шини CAN	–	–	–	–	–

Примітка. 1. Скорочення: Ф-мін/макс- З.П. – фактичне – мінімальне/максимальне значення, запам'ятовування пікового значення; Ак. + Вн – акумулятор та зовнішнє живлення; $p / T_t / N / q$ – датчики тиску/температури/частоти обертання/витрати; СВ – сторонні виробники; + – серійна комплектація; (+) – опція.

Цифровий манометр Service Junior, рис. 9.3, призначено для вимірювання та перегляду тиску з фіксацією його максимального значення.

На дисплеї манометра зображено: штрихову шкалу 1; штрихову шкалу 2 із зазначенням фактичної величини тиску в одиницях МПа, Bar, psi та їх похідних; індикатор зарядки батарей 3 (дві батарейки по 1,5 В); цифрову шкалу максимального або мінімального тиску, який вимірюється, або максимального тиску для манометра, який використовується (повна шкала).

Функціональне клавійне меню містить:

- ON/OFF – ввімкнення/вимкнення манометра та підсвічування шкали;
- MIN/MAXFS – мінімальне/максимальне значення або повна шкала;
- MENU ZERO – автоматичне вимкнення, вибір одиниць і коректування нуля;

нуля;

RESET OK – видалення мінімального/максимального значення, підтвердження функцій меню.

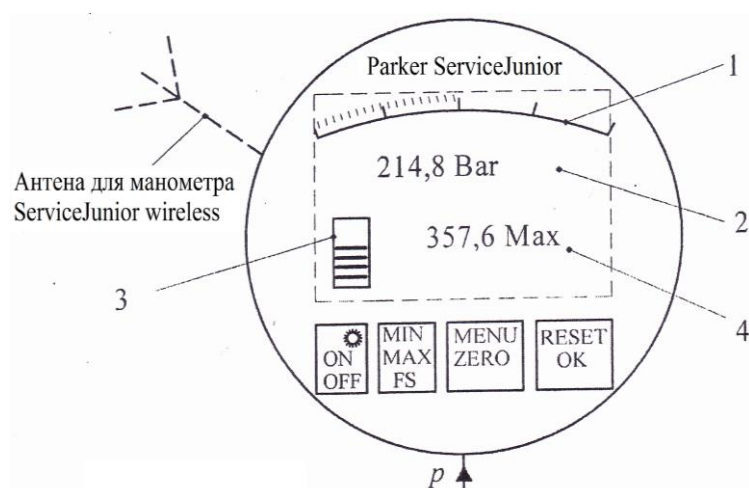


Рисунок 9.3 – Дисплей цифрового манометра Service Junior фірми Parker

Цифровий манометр у виконанні Service Junior wireless забезпечує передавання вимірянних даних за допомогою вбудованої антени через радіоінтерфейс на відстань до 150 м і запис на ПК, табл. 9.2.

Технічні характеристики цифрових манометрів:

- частота вимірювання – 10 мс;
- точність вимірювання – нормальна/максимальна 0,25 %/0,5 % від повної шкали;
- АЦП на 12 біт;
- роздільна здатність – 4096 кроків;
- вихідна зовнішня різьба – 1/4" BSPP;
- маса – 0,54 кг;

- діаметр 79 мм і ширина 33 мм, виготовлений з цинкового сплаву із захисним гумовим кожухом;
- індикатор являє собою рідиннокристалевий дисплей розміром 50 × 34 мм, висота цифр – 15 мм;
- температура оточуючого середовища від -10 °С до +50 °С, температура зберігання від -20 °С до +60 °С, максимальна температура робочої рідини до 80 °С;
- ступінь захисту – IP67 (EN60529);
- відносна вологість – до 85 %;
- вібрація ІЕС 60068-2-6/10 – 500 Гц, 5 г;
- ударне навантаження ІЕС 60068-2-29/25 г, 11 мс;
- вимірювання піків тиску з частотою 10 мс;
- зміна навантаження (106) – 100.

Таблиця 9.2 – Технічна характеристика цифрових манометрів Service Junior wireless

Параметри, розмірність	Типорозмір Service Junior wireless – SCJL				
Діапазон вимірювання тиску, Bar (Бар)	-1...16	0...100	0...400	0...600	0...1000
Макс. тиск, Bar	40	200	800	1200	1500
Тиск розриву, Bar	50	800	1700	2200	2500
Тип перетворювача	Керамічний	DMS			

Переносний прилад Serviceman моделі SCM, рис. 9.4, а, призначений для вимірювання тиску від двох перетворювачів або перепаду (різниці) тиску між ними, а також порівняння вимірюваних значень із заданими. Малі габарити і маса приладу дозволяють використовувати його у системах діагностування гідроприводів мобільних машин. На передній панелі приладу розташовані:

- дисплей з індикацією двох перетворювачів тиску;
- INP1/2 – вибір сигналу від датчика INP1 або INP2;
- ON/OFF – ввімкнення/ вимкнення приладу;
- (1-2) – індикація перепаду тиску;
- PRINT – передача даних на ПК для друку;
- RESET – видалення даних індикації INP1 або INP2;
- MAXMIN – вибір мінімального/максимального значення тиску;
- ZERO – коректування нуля;

- INP1 і INP2 – входи перетворювачів, які мають п'ять контактів та заціпку;
- 24 В – роз'єм для блоку живлення або автомобільного адаптера SCK-318-05-21;
- RS 232 – інтерфейс ПК моделі SCM-152-2-02.

Переносний прилад The Parker Servic Master Easy, рис. 9.4, б, призначений для вимірювання тиску, витрати і температури робочої рідини. Малі габарити і маса приладу дозволяють використовувати його у системах діагностування гідроприводів мобільних машин.

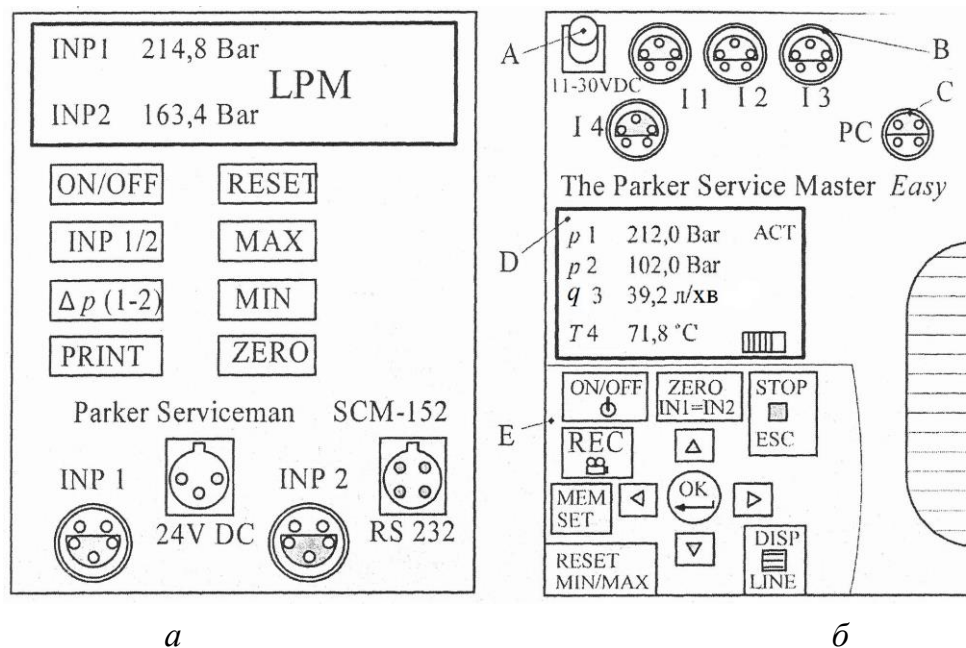


Рисунок 9.4 – Лицьові панелі переносних приладів Serviceman фірми Parker: а – модель SCM, б – модель The Parker Service Master

На передній панелі приладу розташовані:

- А – вказівник робочої напруги 11-30 VDC для підключення блоку живлення SCSN-450 з перетворювачем напруги змінного струму 110/220 В у постійну напругу 15 В або автомобільного адаптера SCK-318-05-21;
- В роз'єми 11-14 для підключення перетворювачів;
- С – гніздо підключення ПК (USB);
- D і E – дисплей і клавіатура, відповідно;
- ON/OFF – режими ввімкнення/ вимкнення приладу;
- OK – підтвердження функції/значення;
- STOP/ESC – режими стоп/вихід;
- ZERO IN1=IN2 – коректування нуля, синхронізація значень різниці;

- MEM SET – налаштування пам'яті (головне меню – налаштування приладу);
- DISPL, LINE індикація мінімального/максимального/фактичного значення або всієї шкали, налаштування дисплея;
- REC – збереження виміряного значення;
- RESET MIN/MAX – видалення екстремальних значень;
- вибір функції/значення за допомогою кнопок, позначених стрілками.

На рис. 9.5 наведено приклад обробки вимірів із зазначенням фактичних коливань пульсуючого тиску в гідроприводі і нанесеними за допомогою приладу Parker Servic Master Easy жирними лініями екстремальних значень тиску Max і Min.

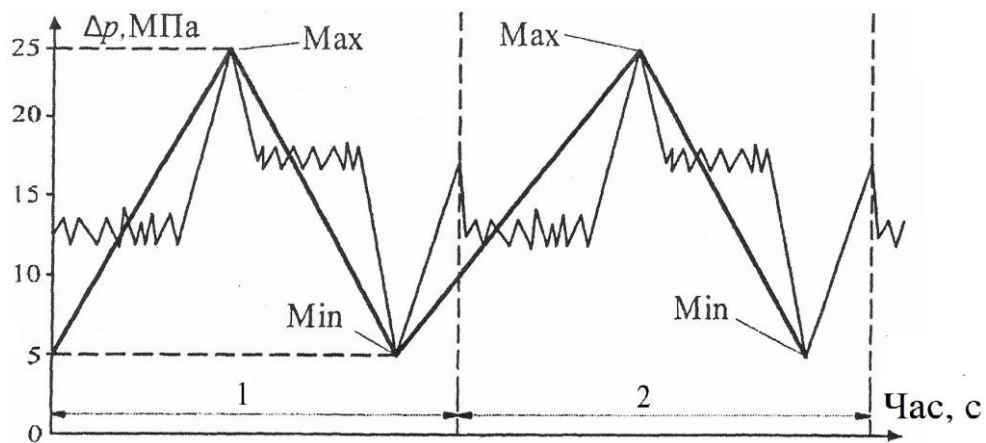


Рисунок 9.5 – Запис і позначення екстремальних тисків в гідроприводі за допомогою приладу Parker Servic Master Easy

На рис. 9.6 показано перетворювачі (датчики) та наведено їх умовні позначення:

- *a* – комбіновані датчики тиску/температури SCPT для вимірювання тиску в діапазоні від 0,1 до 100 МПа і температури від - 25 до 105 °С. Аналогічні технічні характеристики мають датчики SCPT-CAN;
- *б* – датчики температури вкрутного виконання SCT-150-04-02, які призначені для вимірювання в діапазоні температури від -25 до 105 °С при тиску робочої рідини в гідроприводі до 63 МПа;
- *в* – зонд SCT-150-0-02 для вимірювання температури робочої рідини у гідравлічному баку в діапазоні температури від -25 до 70 °С, який використовується разом з перетворювачем сигналів SCTA-400-02;
- *г* – термоелементний датчик SCT-400-K-01 для вимірювання температури до 1000 °С;

- ∂ – датчик SRPM, який дозволяє безконтактне і контактне (за допомогою вставного перехідника) вимірювання частоти обертання.

Основними конструктивними елементами датчика є зонд 1, ручка 2, виготовлена з матеріалу Derlin, фірмова табличка з позначенням датчика, роз'їм 4 (п'ятиконтактний), кабель з оболонкою 5 довжиною 3 м і подовжувачем до 5 м. У корпусі датчика 6 частоти обертання, рис. 9.6, ∂ , виконана розточка 7, в яку встановлюється перехідник 8 для контактного вимірювання частоти обертання.

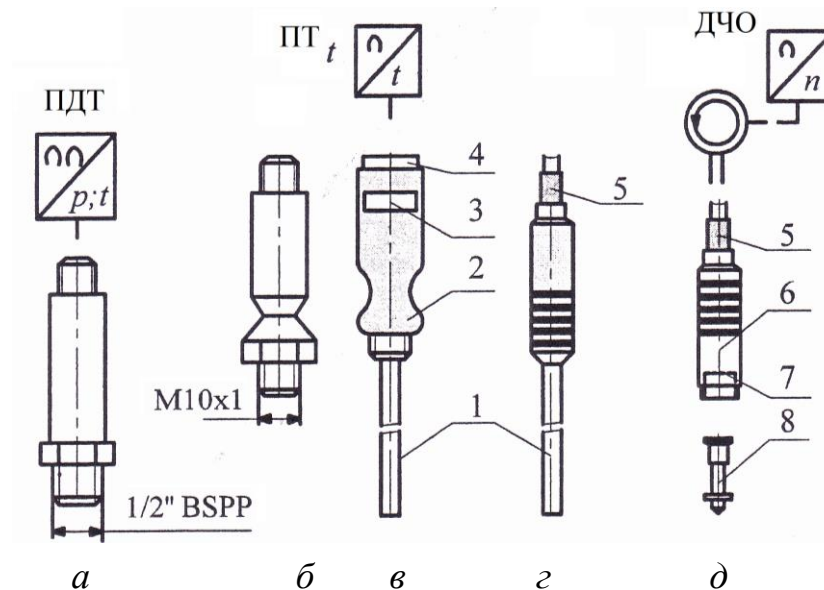


Рисунок 9.6 – Номенклатура перетворювачів (датчиків) тиску

Гідравлічний тестер SCFT (блок SCFT, рис. 9.7, табл. 9.3) призначений для вимірювання витрати так званим «турбінним» методом, приєднується за допомогою спеціальних перехідників перетворювачів тиску і температури робочої рідини.

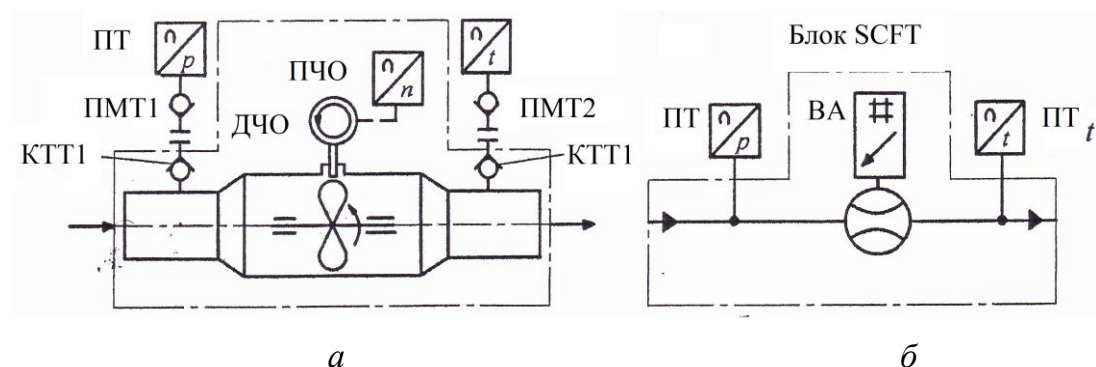


Рисунок 9.7 – Турбінний витратомір моделі SCFT фірми Parker: а – напівконструктивна схема; б – схема гідравлічна принципова

До складу тестера входять витратомір ВА з датчиком частоти обертання

ДЧО, перетворювач частоти ПЧО та контрольні точки КТТ1 і КТТ2, які вкручені в корпус тестера. За допомогою перехідних муфт датчика ПМТ1 і ПМТ2 монтуються перетворювачі тиску ПТ і температури ПТ_т. Використання КТТ і ПМТ дозволяє монтувати перетворювачі без ризику розгерметизації гідросистеми.

Гідравлічний тестер SCLV, рис. 9.8 а, табл. 9.4, призначений для автоматизованого дистанційного вимірювання тиску, температури і витрати, а також створення навантаження (тиску) при випробуваннях окремих гідропрстроїв або гідроприводу в цілому. За допомогою тестера SCLV може бути перевірений технічний стан насоса за значенням подачі робочої рідини при фіксованих значеннях її тиску і температури.

Таблиця 9.3 – Технічна характеристика гідротестера моделей SCFT та SCFT-CAN фірми Parker

Параметри і розмірність	015	060	150	300	600	750
Витрата, л/хв	1...15	3...60	5...150	8...300	15...600	20...750
Похибка (\pm %) ПШ / IR при 21 cCт	1,0 ПШ	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR
Робочий тиск, МПа	35	35	35	35	29	40
Різьб. з'єднан. (А-В)	1/2"	3/4"	3/4"	1"	1-1/4"	1-7/8"
Перепад тиску, МПа	0,15	0,15	0,15	0,4	0,5	0,5
Маса, кг	0,6	0,75	0,75	1,2	1,8	2,1

Примітки. 1. Тип різьби – BSPP. 2. Похибка при в'язкості робочої рідини в 21 cCт не перевищує 1,0 %: для моделі 015 – від повної шкали ПШ; для інших – від вимірюваного значення (IR – Indicated Reading). 3. Значення перепадів тиску наведені при максимальній витраті.

До складу тестера входять витратомір ВА з перетворювачем витрати ПВ, перетворювачем тиску ПТ і температури ПТ_т, пристрій навантаження (клапан тиску КТ) та розривна мембрана МБ для захисту приладу від руйнування при пікових навантаженнях, що перевищують допустимі.

Гідравлічний тестер моделі Hydrotrac, рис. 9.8, б, призначений для візуального контролю при вимірюванні витрати витратоміром ВА, тиску манометром МН і температури термометром Т_т у діапазонах: 2...360 л/хв, 0,1...35 МПа і 0...90 °C, відповідно. Виготовляються 6 типорозмірів виробів залежно від мак-

симальної витрати з шифрами 4121–4170 і масою від 7,4 до 13,85 кг.

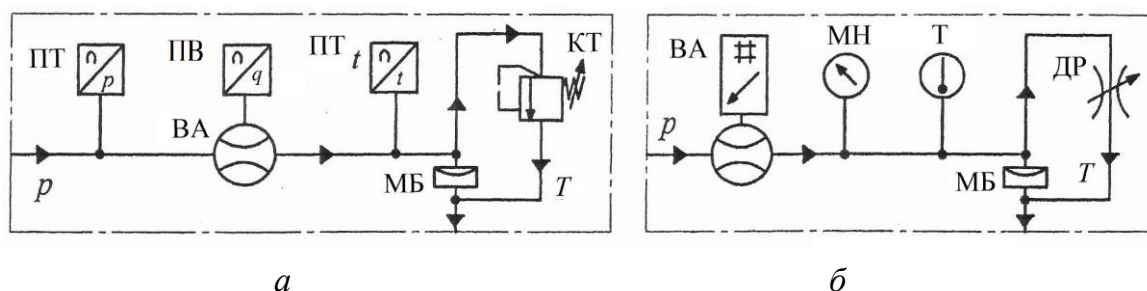


Рисунок 9.8 – Гідравлічні принципові схеми гідравлічних тестерів фірми Parker:
a – модель SCLV; *б* – модель Hydrotrac

На рис. 9.9 зображено реверсивний витратомір моделі SCQ, в основу роботи якого покладено принцип «пружина-поршень», коли при течії робочої рідини поршень приладу переміщується пропорційно витраті. Витратоміри випускаються на витрату до 60 і 150 л/хв з різьбовими з'єднаннями М24 і М42 відповідно, перепад тиску при максимальній витраті не перевищує 0,8 МПа.

Похибка витратоміра не перевищує 2 % від повної шкали при в'язкості 46 сСт. Діапазон в'язкості повинен знаходитися в межах 15...100 сСт.

Таблиця 9.4 – Технічна характеристика гідротестера моделі SCGT/SCLV фірми Parker

Параметри і розмірність	SCFT-150- DRV	SCLV- PTQ-300	SCLV-PTQ- 750
Витрата, л/хв	6...150	10...300	20...750
Похибка ($\pm\%$) ПШ / IR при 21 сСт	1,0	1,0*	1,0*
Робочий тиск, МПа	35	35	40
Розривний для мембрани, МПа	—	42	48
Різьбове з'єднання (А-В)	3/4"BSPP	1"BSPP	1-7/8UNF
Перепад тисків при максимальній витраті і в'язкості 21 сСт, МПа	1,5	0,4	0,5
Маса, кг	4,2	5,5	8,9

Примітка. * – при витраті більше 20 л/хв.

Переносний монітор (індикатор) стану масла моделі Oilchek з мікропроцесорним управлінням фірми Parker, рис. 9.10, призначений для порівняння чистого (нового) масла і такого, яке використовувалося. Причому порівняння проводяться за зміною діелектричних властивостей масла однакового типу.

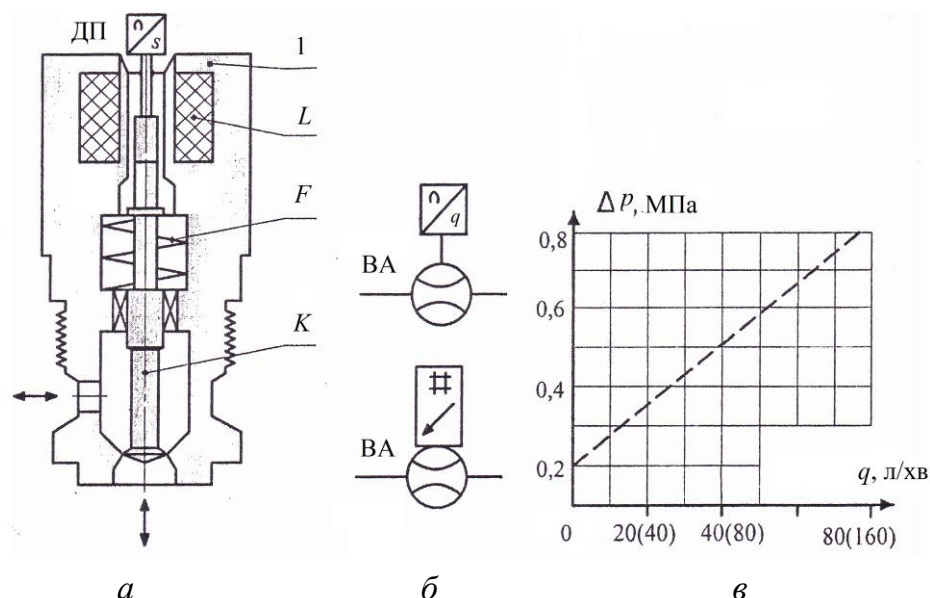


Рисунок 9.9 – Витратомір моделі SCQ фірми Parker: *a* – конструктивна схема (1 – корпус; *L* – електромагніт; *F* – пружина; *K* – поршень); *б* – умовне позначення (вверху з аналоговим вихідним сигналом, внизу з цифровим); *в* – перепадно-витратна характеристика для типорозмірів SCQ-060 та SCQ-150 (витрата вказана в дужках)

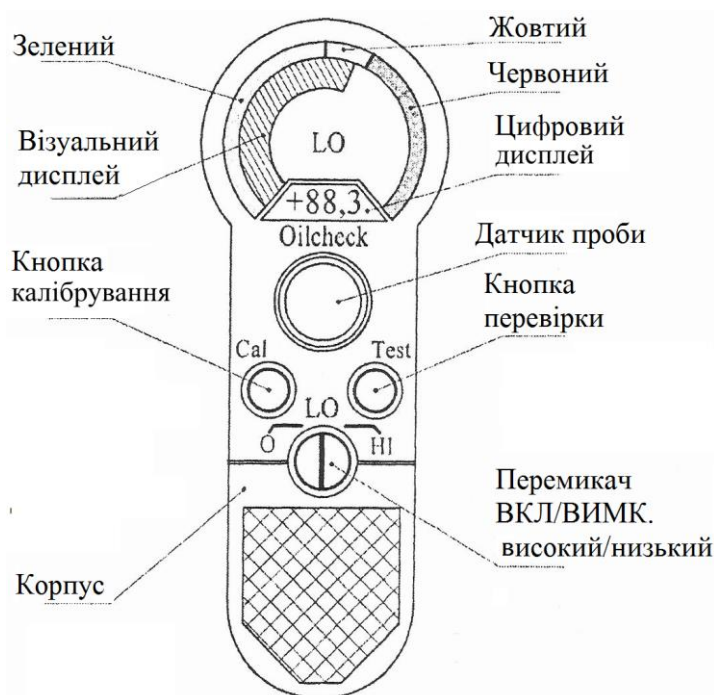


Рисунок 9.10 – Переносний монітор (індикатор) стану масла моделі Oilcheck фірми Parker

Прилад моделі Oilcheck може бути використаний для аналізу стану мінеральних або синтетичних робочих рідин, які використовуються в системах змащення двигунів, редукторів і підшипників, для виявлення механічного зношування, потрапляння води, забруднення паливом, окислення та будь-якого зниження мастильних властивостей з відхиленням повторення результатів не більш ніж на 5 %. Маса приладу Oilcheck становить 0,4 кг, батареї напругою 9 В мають термін роботи більше за 150 год або 3000 перевірок.

Основною галуззю використання таких приладів є станції технічного обслуговування автомобілів, сільськогосподарських та будівельно-дорожніх машин. Цифровий дисплей показує характер зміни діелектричної постійної масла. Аналіз масла зводиться до заливання чистого масла в датчик проби і при натискуванні на кнопку Test прилад встановлює значення «нуль». Далі проводять очищення датчика проби знежирюючим розчином та заливають робоче масло. Візуально за показами кольорового індикатора або цифрового дисплея визначають характер зміни властивостей масла.

9.3. Структура систем технічного діагностування

Система технічного діагностування включає сукупність моделей та ознак технічного стану об'єкта, технічних засобів вимірювання та перетворення інформації про ознаки, способи і пристрої прийняття рішення (діагнозу технічного стану об'єкта). На рис. 9.11 показано узагальнену структурну схему технічного діагностування. В результаті попереднього аналізу стану об'єкта I з використанням діагностичних моделей визначаються ознаки технічного стану $k_1, k_1, \dots k_n$ і їх допустимі значення, які характеризують несправності або відмови.

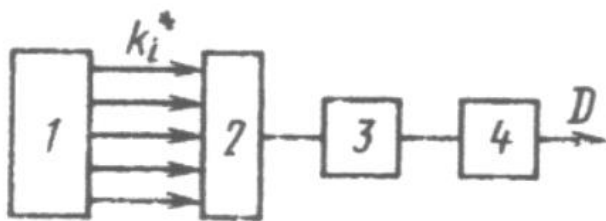


Рисунок 9.11 – Узагальнена схема системи технічного діагностування

У процесі функціонування об'єкта датчиками 2 усі ознаки вимірюються і перетворюються у необхідну інформацію відповідно до прийнятого методу діагнозу. Наприклад, при віброакустичному діагностуванні спектр вібросигналів фільтрується за частотами і виділяються основні складові вібрацій, що визначають працездатність об'єкта, або визначається кореляційна функція. У блоці порівняння 3 результати контролю порівнюються з допустимими значеннями ознак та у випадку відхилень $k_j^* < k_j$ відповідна інформація надходить до аналізатора-формування 4, у якому за заданим правилом приймається рішення про технічний стан об'єкта (діагноз), яке фіксується оператором.

Практична реалізація систем технічного діагностування може відрізнятися від наведеної. Так, функції блока порівняння та аналізатора-формування може виконувати оператор, який за вихідними показниками датчиків одразу визначає

технічний стан гідроагрегата тощо.

За місцем розташування технічні засоби діагностування розділяють на стаціонарні, переносні та вбудовані.

Стаціонарні засоби встановлюють на пунктах технічного обслуговування. При цьому об'єкт діагностування доставляють і підключають до технічних засобів. Ці засоби використовують для перевірки технічного стану як усього приводу, так і окремих його агрегатів. Стаціонарні засоби діагностики дозволяють перевіряти технічний стан за великою кількістю ознак та видавати безперервну діагностичну інформацію про технічний стан приводу або його агрегатів у вигляді осцилограм або лістингів. Недоліком стаціонарних засобів є висока вартість, великі габаритні розміри і маса, значні витрати часу на підключення об'єкта діагностування до системи контролю.

Переносні засоби діагностування доставляють до об'єкта діагностування за місцем експлуатації і підключають до нього тільки для контролю технічного стану. Вони дозволяють контролювати технічний стан гідроприводу як на пунктах обслуговування, так і у польових умовах.

Прикладом переносних засобів діагностування може служити діагностичний пристрій, схема якого наведена на рис. 9.12. Його підключають до напірної магістралі насоса і зливної магістралі гідророзподільника. Діагностичний пристрій дозволяє визначити технічний стан гідросистеми за зміною подачі насоса, тиску спрацювання запобіжного клапана, частоти обертання приводного вала насоса та витоків в лінії гідророзподільник – гідроциліндр. Система технічного діагностування включає датчики температури 6, тиску 11, частоти обертання 12, витрати 4 і витоків 3.

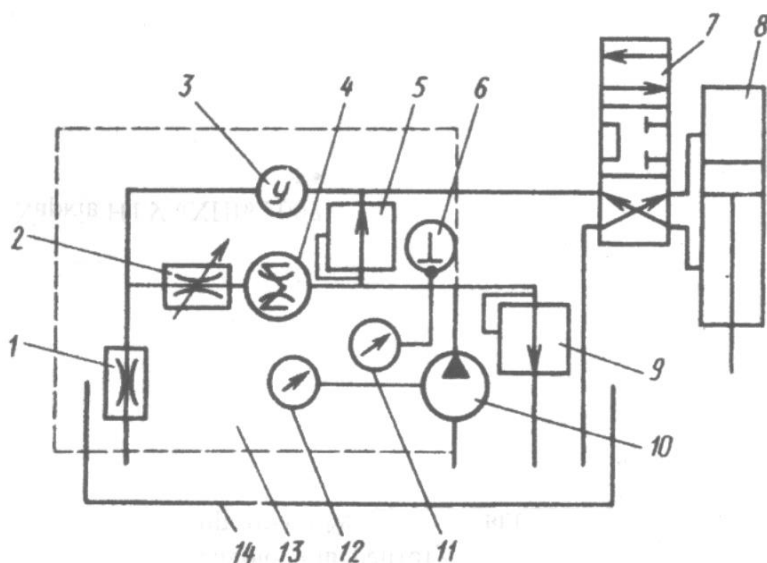


Рисунок 9.12 – Схема діагностичного пристрою: 1, 2 – двопозиційні дроселі; 3, 4, 6, 11, 12 – датчики витоків; 5, 9 – запобіжний клапан; 7 – гідророзподільник; 8 – гідродвигун; 10 – насос; 13 – діагностичний пристрій; 14 – гідробак

Як датчик витоків використовується термоанемометр, розміщений у потоці робочої рідини. Витрата рідини визначається за потужністю, що витрачається на підтримання постійної температури терморезистора. За виміряними діагностичними параметрами (ознаками) оцінюють технічний стан гідросистеми.

9.3.1. Задачі вбудованих систем діагностування гідроприводів. Засоби діагностування гідроприводів поділяються на зовнішні, переносні та вбудовані. Вбудовані засоби технічного діагностування – засоби діагностування, які виконані в спільній конструкції з об'єктом діагностування. Система технічного діагностування – сукупність засобів та об'єктів діагностування, і при необхідності виконавців, яка підготовлена до діагностування або яка здійснює його за правилами, встановленими відповідною документацією. Особливої актуальності проблема діагностування управління гідроприводів набуває для «гідронасичених» об'єктів, у яких більшість систем та технологічних систем містять гідравлічний привід.

Принципова структурна схема вбудованої системи діагностування показана на рис. 9.13. Датчики D , вбудовані в об'єкт, видають інформацію про параметри приводу y_1, y_2, \dots, y_n залежно від методу діагностування. Сигнали, отримані від датчиків, перетворюються в ознаки k_1^*, k_2^* системою перетворення $СП$, далі ознаки надходять до блока прийняття рішень $БПР$, де вони відповідно до прийнятих правил прийняття рішень про стан об'єкта за відповідними алгоритмами порівнюються з еталонними сигналами (ознаками k_1, k_2, \dots, k_n), які зберігаються в блоці пам'яті $БП$.

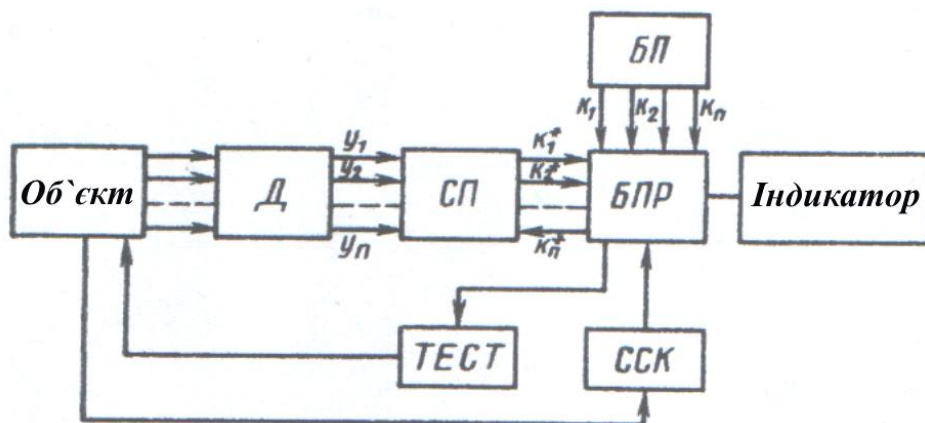


Рисунок 9.13 – Схема вбудованої автоматизованої системи діагностування

У результаті ідентифікації параметрів контролю і ознак приймається рішення про класифікацію об'єкта та робиться індикація рішення. У деяких випадках, щоб оцінити технічний стан об'єкта, на нього подаються спеціальні тестові сигнали, тобто формуються стимулюючі впливи для оцінювання реакції

об'єкта на ці впливи. Для отримання достовірних даних про технічний стан об'єкта контролю здійснюється самоконтроль шляхом повторного виконання окремих операцій і порівняння отриманих даних в блоці самоконтролю ССК. Дана система може бути реалізована з різним ступенем автоматизації.

Як приклад діагностування «гідронасичених» об'єктів можна навести кар'єрні автомобілі-самоскиди, особливо великої вантажопідйомності (до 180 т), які оснащені гідроприводом кермового управління, гальмівною системою, механізмом підйому вантажної платформи, ряду допоміжних систем. Інший приклад – гідравлічна система сучасного літака, гальмівну систему якої наведено на рис. 9.14.

Особливості режимів роботи цих об'єктів, умови експлуатації, значні габарити, важка доступність до систем та агрегатів обумовлює особливі вимоги до надійної і безвідмовної роботи гідроприводу. Простої з причин відмов або затрат часу на пошуки та виявлення несправностей призводять до значних економічних втрат. Крім того, через відмову систем управління та несвоєчасного попередження про порушення режимів їх функціонування можуть виникнути ситуації, які негативно впливають на довкілля та можуть привести до тяжкого травмування і навіть загибелі людей.

Конкурентоспроможність, підвищення надійності та зниження імовірності відмов гідроприводів, особливо приводів літаків і мобільних машин, потребують збільшення потоку індивідуальної інформації про їх технічний стан у процесі експлуатації. Для раціонального оцінювання технічного стану гідроприводу, який діагностується, необхідно мати достатньо велику кількість інформації, що повинна бути оброблена за дуже малий проміжок часу. З метою попередження відмов та аварій, скорочення часу і витрат, пов'язаних з виявленням несправностей, виникає необхідність проектування та експлуатації вбудованих засобів діагностування гідрофікованих машин і обладнання.

Першим кроком на шляху отримання індивідуальної інформації про стан гідроприводу, що діагностується, можна вважати використання комбінації приладів, які зв'язані з встановленими у приводі датчиками або бортовими системами контролю для мобільних машин. Під бортовою системою контролю зазвичай розуміють вбудовані у конструкцію мобільної машини пристрої для автоматичного (зазвичай за знаходженням у межах допуску) контролю параметрів її руху та функціонування вузлів і агрегатів.

Бортові системи контролю дозволяють своєчасно інформувати оператора

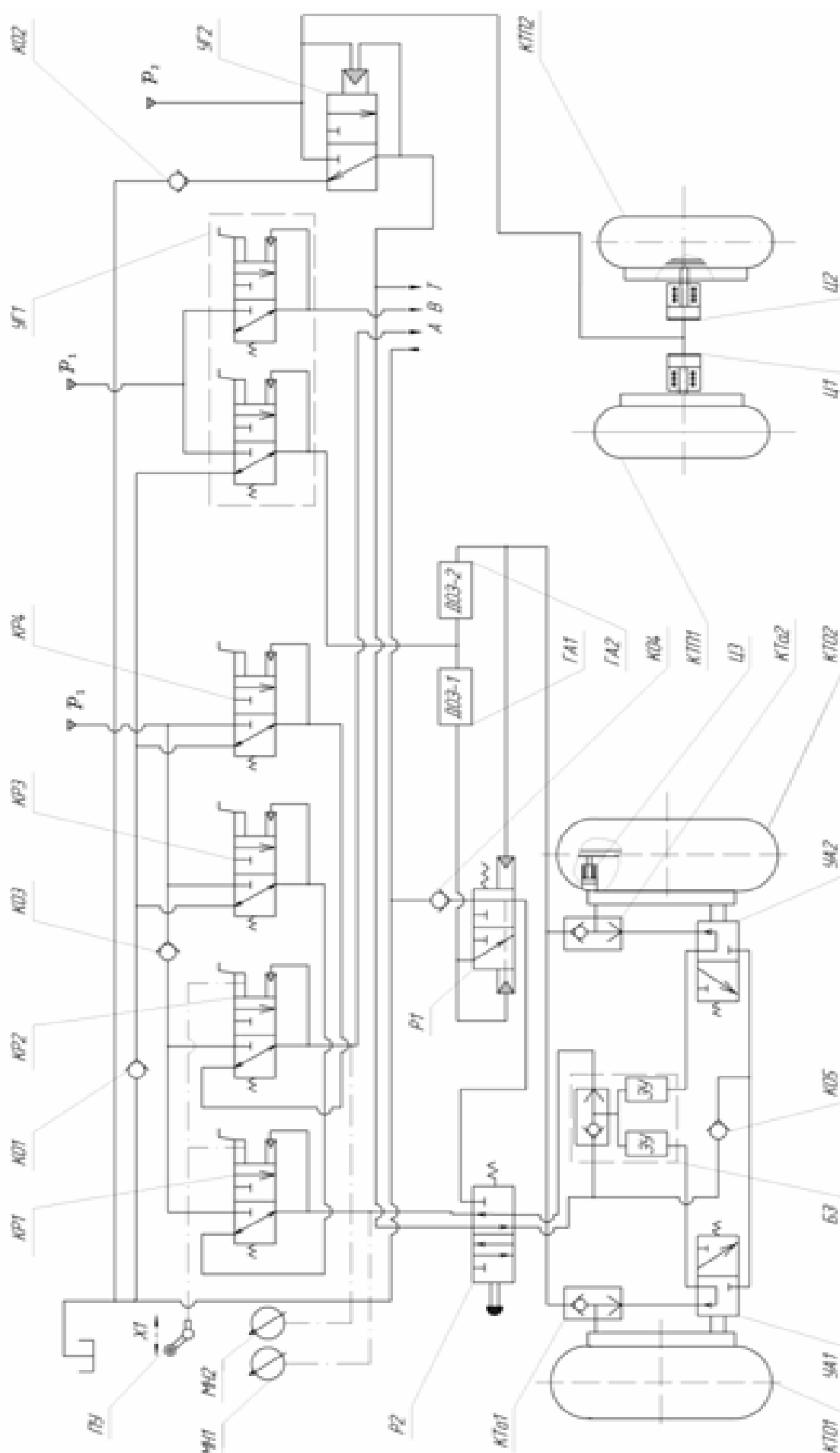


Рисунок 9.14 – Гідравлічна схема гальмівної системи літака: МН – манометр; КР – редукційний клапан; ПУ – педаль вві-
мкнення гальм; КО – зворотний клапан; УГ1, УГ2 – редукційні клапани; ГА – дозатор; КТП і КТО – колесо гальмівне передньої
та основної опори відповідно; Ц – гідроциліндр; Р1 – гідророзподільник; Р2 – кран блокувальний; УА – антиюзовий аавтомат;
КТа – човниковий клапан; БЗ – блок захисту

(водія) про виникнення у гідроприводі несправностей або відмови за допомогою індикаторів, які змонтовані в кабіні або на пульті управління. Виведення інформації на індикатори від датчиків здійснюється в автоматичному або ручному режимі. По суті, простою бортовою системою контролю є стандартний комплекс пристроїв, об'єднаних у панель приладів. Однак традиційні бортові системи контролю і панелі приладів дають лише загальну інформацію про функціонування гідроприводу, яка суб'єктивно оцінюється оператором. За показниками панелі приладів ускладнено коректування режиму роботи, який би враховував фактичний технічний стан та можливість встановлення необхідного технічного обслуговування або ремонту. Розв'язання цих задач залишається практично суб'єктивним та значною мірою залежним від кваліфікації водія або механіка. Крім того, для отримання достатньої кількості інформації про технічний стан гідросистем, наприклад описаних вище кар'єрних автомобілів або гірничопрохідницьких комбайнів, потрібно 40...50 контрольних точок. При такій кількості контрольованих параметрів застосування традиційних вбудованих засобів контролю і діагностування приводить до інформаційного перевантаження оператора, затрудняє сприйняття інформації, що знижує його функціональні можливості управління об'єктом або технологічним процесом.

Розв'язати цю проблему можна за допомогою вбудованих датчиків і контрольних точок зі штучерними роз'єднаннями, які передбачають наявність у діагностованому приводі вбудованих датчиків, що приєднані до спеціального уніфікованого роз'єднання, до якого може бути приєднана реєструвальна або записувальна апаратура. Такі системи можна використовувати, наприклад, для діагностування гідроприводів технологічного обладнання у виробничих приміщеннях. Діагностування мобільних машин таким чином буде ефективним лише при наявності широкої мережі спеціально обладнаних пунктів технічного обслуговування.

Наступним етапом у вдосконаленні вбудованих засобів діагностування гідроприводів є застосування електронних систем контролю, які дозволяють більш компактно організувати виведення інформації та реалізувати прості або найпростіші логічні операції для оцінювання технічного стану гідроприводу і його агрегатів.

Такі системи дозволяють здійснити виведення інформації від декількох датчиків на один індикатор, відмова від застосування стрілочних, а використання аналогових світлових індикаторів, застосування панелей з піктограмами для

встановлення місця несправності.

Використання для обробки інформації універсальних мікропроцесорів замість спеціалізованих логічних схем з незмінним алгоритмом дає системам діагностування принципово нові можливості. Мікропроцесорні системи дозволяють не тільки значно збільшити кількість інформації, яка надходить у систему діагностування, а й одночасно значно пришвидшити її обробку. Алгоритм обробки інформації задається шляхом його попереднього програмування. У склад такої системи контролю входять вбудовані датчики, аналого-цифрові перетворювачі, засоби відображення інформації, засоби попередження, блоки пам'яті, мікропроцесор, стабілізовані блоки живлення тощо.

У загальному випадку мікропроцесорна система може виконувати такі функції:

- вимірювання, розрахунок та відображення оперативної інформації;
- вимірювання, розрахунок та відображення інформації, яка прогнозується, і видача рекомендацій;
- сигналізація (оптична, акустична, мовна) і попередження оператора;
- управління системами і агрегатами гідроприводу, режимом його роботи;
- діагностування і самодіагностування.

Розвиток електронних засобів контролю та управління дозволив наблизити функціональні можливості засобів вбудованого діагностування до стаціонарних або переносних. Таким чином, використання вбудованих засобів діагностування на базі мікропроцесорів є ефективним. Такі системи при високому ступені надійності та довговічності дозволяють значно скоротити кількість вбудованих датчиків.

Вбудована система діагностування – є автономним комплексом для автоматичної перевірки ступеня працездатності та справності агрегатів і гідроприводу у цілому, яка дозволяє в обмежених межах локалізувати деякі несправності за результатами контролю діагностичних та функціональних параметрів в експлуатаційних або спеціальних тестових режимах, причому результати можуть бути передані оператору або накопичуватися для наступної обробки. Вона виявляє несправний елемент гідроприводу, вказує шляхи усування несправностей та попереджує про наближення до аварійного стану. Вбудовані системи діагностування скорочують час знаходження і локалізації несправностей елементів гідроприводу, забезпечують значне зменшення витрат на технічне обслуговування і ремонт за рахунок виключення значної частини раптових відмов та уча-

сті оператора в усуненні дрібних несправностей, підвищення безпеки експлуатації об'єкта діагностування.

Узагальнена структурна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування, рис. 9.15, містить такі функціональні блоки: первинних перетворювачів; нормалізації сигналів; бортовий мікропроцесор; управління та засоби відображення інформації. Як основна вхідна інформація можуть бути використані аналогові і дискретні сигнали параметрів тиску, витрати, ступеня очищення і рівня робочої рідини, температура корпусних деталей насосів, частота обертання вала двигуна (насосів), деякі допоміжні сигнали з низьковольтного електроустаткування тощо.

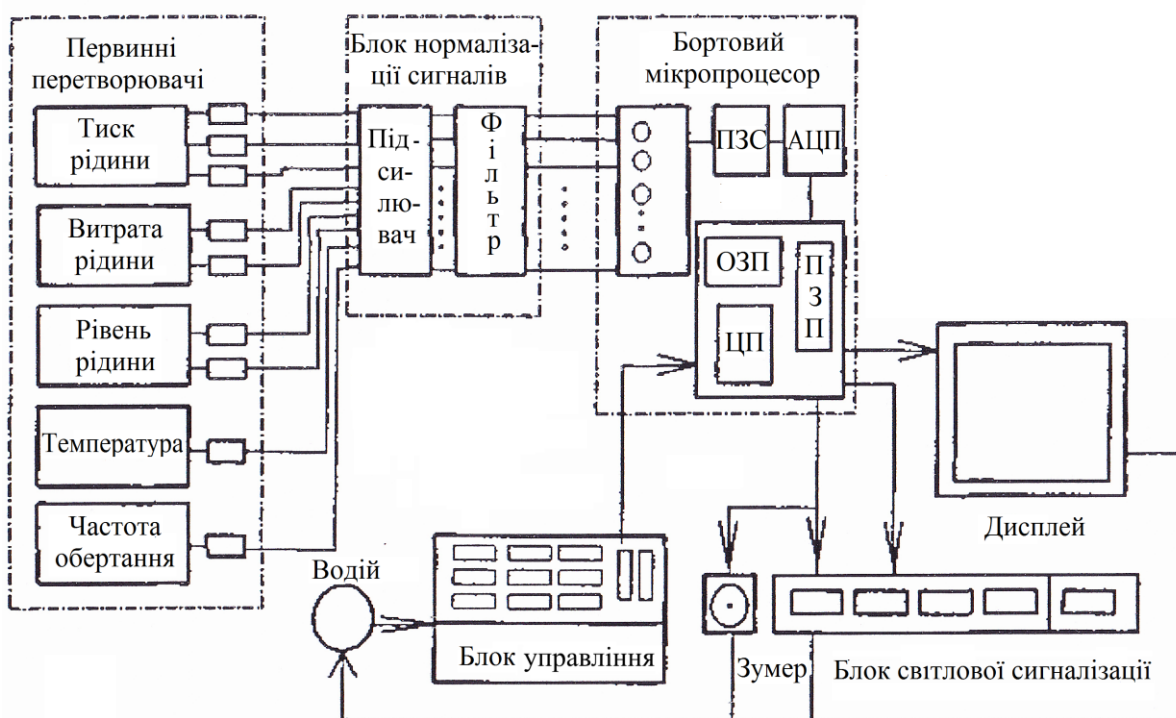


Рисунок 9.15 – Структурна схема вбудованої системи діагностування гідроприводів: АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; ПЗС – пристрій стеження – запам'ятовування; ОЗП – оперативно запам'ятовувальний пристрій; ПЗП – постійний запам'ятовувальний пристрій; ЦП – центральний процесор

Вбудована система діагностування гідроприводів повинна виконувати такі функції:

- пошук несправностей або їх причин з одночасною видачею рекомендацій для їх усунення та подальших дій;
- перевірка ступеня працездатності окремих підсистем об'єкта діагностування у діалоговому режимі;

- управління системами, які діагностуються, у випадках виникнення аварійних та передаварійних ситуацій;
- прогнозування ресурсу окремих агрегатів.

Зазначимо, що доцільність оснащення вбудованою системою діагностування гідроприводів визначається типом мобільної машини або технологічного обладнання, режимом їх експлуатації, складністю гідроприводів, які діагностуються, відповідальністю та вартістю операцій, що виконуються. Перспективними є системи діагностування, з'єднані з системами регулювання вихідних параметрів гідроприводу.

На рис. 9.16 зображена схема електрогідравлічного слідкувального приводу (ЕГСП), який регулюється за вихідним параметром: переміщенням вихідної ланки y або швидкості v або прискоренням a . До цієї системи прибудовують «спостерігач» – електронну модель приводу. У процесі роботи ПК модель приводу безперервно отримує інформацію про значення функціональних параметрів (ознак) його стану. Порівнюється дійсний стан приводу (ознаки) з моделлю безвідмовного функціонування і вихідний параметр y з вихідним параметром моделі y_m . У випадку відхилення Δy здійснюється корегувальний вплив K_K на привід по ланцюгу зворотного зв'язку «спостерігача». Якщо при дії на об'єкт корегувального впливу K_K виконується умова $y = y_m$, то стан приводу вважається справним, якщо при дії «спостерігача» $y \leq y_m$, то привід перейшов до несправного стану.

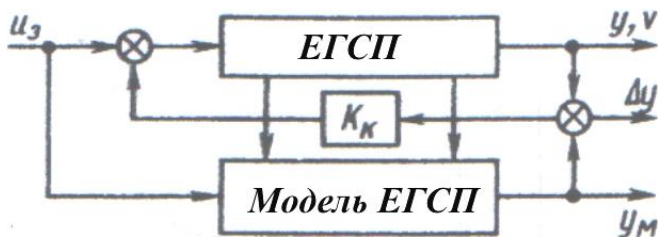


Рисунок 9.16 – Схема системи діагностування із «спостерігачем» u_3 – сигнал від управління

9.3.2. Структурно-функціональна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування гідроприводів. Мікропроцесорна вбудована система діагностування гідроприводів, структурно-функціональну схему якої зображено на рис. 9.17, містить датчики I , які встановлені у підсистемах 2 об'єкта діагностування, блок обробки інформації, який зв'язаний з датчиками через блок управління, командний пульт та засоби відображення інформації.

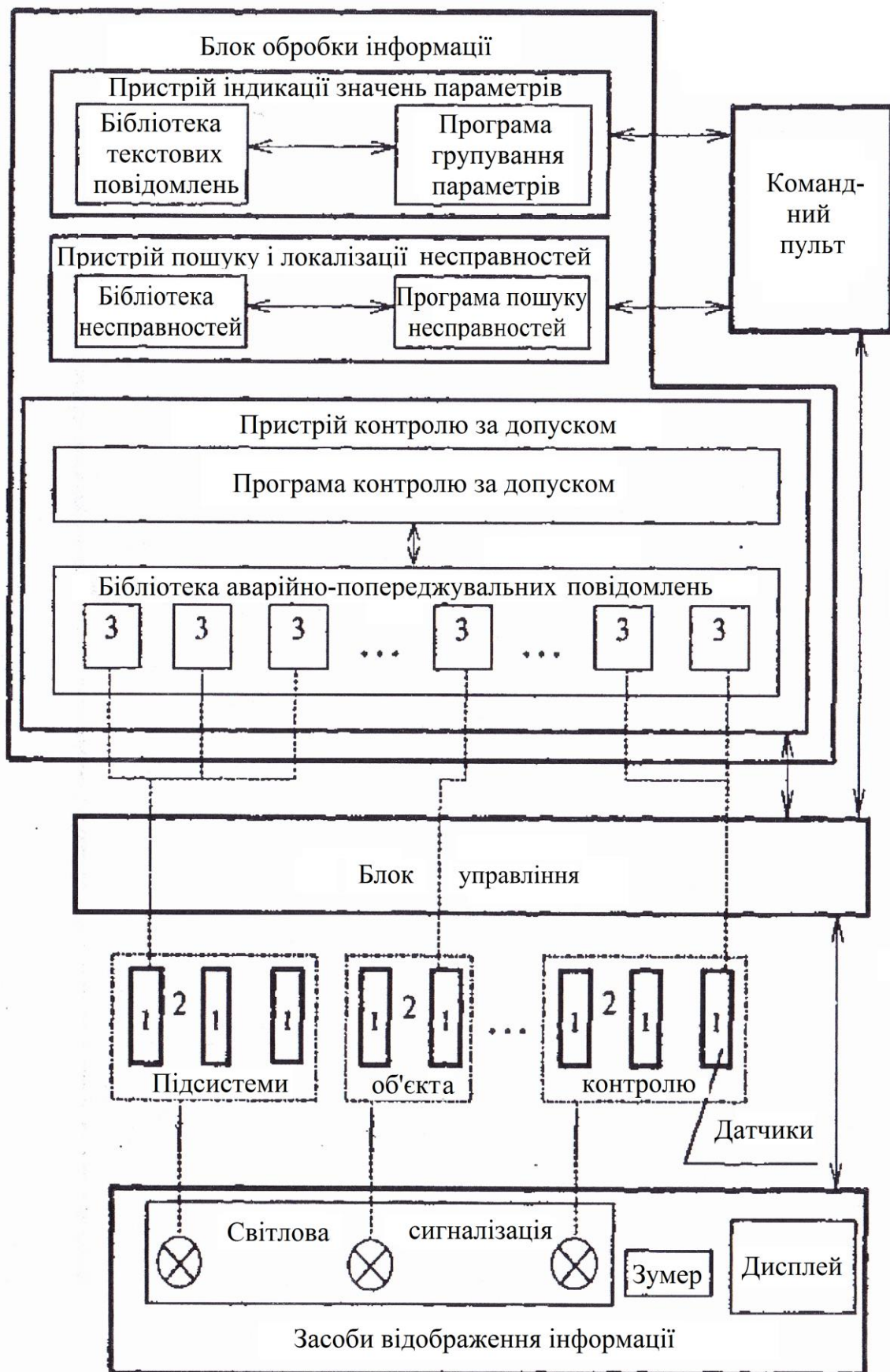


Рисунок 9.17 – Структурно-функціональна схема вбудованої системи діагностування гідроприводів

Блок обробки інформації містить:

- пристрій контролю за допуском з програмою контролю та бібліотекою аварійно-попереджувального повідомлення;
- пристрій пошуку і локалізації несправних елементів гідроприводів з програмою пошуку несправностей та бібліотекою несправностей;
- пристрій групування й індикації значень параметрів, які контролюються, з програмою вибірки та бібліотекою тестових повідомлень.

До засобів відображення інформації належать алфавітно-цифровий дисплей, світлова та звукова аварійно-попереджувальна сигналізація. Дисплей і клавіатура системи діагностування є допоміжними пристроями, до яких звертається оператор у разі необхідності (попередній контроль, пошук несправного блока тощо). Пульт управління системи діагностування гідроприводів мобільних машин повинен містити 10...12 клавіш, кожна з яких повинна мати фіксоване функціональне призначення. Наприклад при натисненні на неї на дисплей виводяться значення параметрів гідросистеми, які контролюються.

У процесі контролю за допуском при виході значення параметра за встановлені межі, програма звертається до бібліотеки аварійно-попереджувальних повідомлень і через блок управління підключає засоби відображення інформації: світлову сигналізацію, яка може дублюватися звуковим сигналом. Кількість світлових сигналізаторів відповідає кількості систем, які контролюються.

Повідомлення конкретизується у текстовій формі на алфавітно-цифровому дисплеї. Аварійно-попереджувальна сигналізація відключається під час циклу роботи програми контролю за допусками, якщо значення усіх параметрів, які контролюються, знаходяться у межах цього допуску.

Пристрій пошуку і локалізації несправностей встановлює причини відхилення значень параметрів, які контролюються, за встановлені межі. Після завершення роботи програми пошуку несправностей, якщо кнопки пульта управління вимкнені, блок управління автоматично вмикає пристрій контролю за допуском. Пристрій групування та індикації значень параметрів, які контролюються, вмикається через блок управління натисненням відповідної кнопки на пульті. Програма здійснює вибірку групи датчиків, з яких інформація буде надходити на дисплей.

Слід зазначити, що для підвищення надійності гідравлічних приводів машин широко використовуються різні методи резервування [19], невід'ємною складовою яких є системи вбудованого контролю. В деяких випадках у функції

пристроїв вбудованого контролю гідроприводів входить зміна їх структури. Структура системи вбудованого контролю суттєво залежить від рівня і методу резервування гідравлічного приводу. Рівень резервування приводу (кількість резервних каналів, блоків, елементів) визначається вимогами до його надійності та кількістю допустимих відмов. Метод резервування показує яким чином (змінною структури або іншим способом) досягається збереження працездатності резервованого приводу при наявності відмов різних видів.

Залежно від того, що саме у гідравлічному приводі резервується, розрізняють поелементне, поблочне, поканальне та змішане резервування. Вид резервування визначається на підставі кількісного аналізу надійності елементів, які входять до складу гідроприводу. Зазначимо, що в сучасних гідроприводах найбільшого поширення набув поканальний спосіб резервування, а кількість каналів визначається вимогами до надійності приводу.

У загальному випадку система вбудованого контролю багатоканального гідроприводу містить датчик контрольованого параметра, індикатор відмови, виконавчі механізми, логічні пристрої та систему сигналізації. В таких системах усунення відмови (несправності) реалізується відключенням каналу, що відмовив, або його заміщенням справним каналом, який знаходився у резерві. Контроль стану резервованого багатоканального гідроприводу найбільш доцільно здійснювати за його вихідним параметром (переміщення штока виконавчого механізму), що дозволяє розширити діапазон видів контрольованих відмов. Слід зазначити, що зниження рівня резервування гідроприводу може бути досягнуто тільки завдяки реалізації принципу самоконтролю окремих каналів резервного гідроприводу.

9.4. Визначення повноти контролю та глибини пошуку відмови

Основними характеристиками системи діагностування є достовірність, повнота контролю та глибина пошуку відмов, яку ця система забезпечує. *Достовірність контролю* – показник ступеня об'єктивності відображення результатів контролю дійсного технічного стану об'єкта діагностування (ГОСТ 19919-74).

Достовірність контролю системи гідроприводу визначається згідно з рівнянням

$$D_{\text{к}} = 1 - (P_{\text{с}}P_{\text{нев}} + (1 - P_{\text{с}})P_{\text{хиб}}), \quad (9.1)$$

де $P_{\text{с}}$, $P_{\text{нев}}$ і $P_{\text{хиб}}$ – відповідно імовірності справного стану гідроприводу, неви-

дачі інформації про відмову і хибної інформації про відмову.

Значення імовірностей $P_{нев}$ і $P_{хиб}$ залежить від методичної та інструментальної достовірності контролю і надійності системи або засобів контролю, які використовуються для оцінювання технічного стану гідроприводу. Імовірності $P_{нев}$ і $P_{хиб}$ визначають відповідно до залежностей:

$$P_{нев} = P_{ск} K_{пк} P_{нв} + P_{ск} (1 - K_{пк}) + (1 - P_{ск}) P_{сск}; \quad (9.2)$$

$$P_{хиб} = (1 - P_{ск}) P_{нск} + P_{ск} K_{пк} P_{хв}, \quad (9.3)$$

де $P_{ск}$, $P_{нв}$ і $P_{сск}$ – відповідно імовірності справного стану системи контролю, невиявлення відмови внаслідок похибок вимірювання і відмови системи контролю, при якій вона видає інформацію «справний», незалежно від стану системи; $K_{пк}$ – повнота контролю; $P_{нск}$ і $P_{хв}$ – відповідно імовірності відмови системи контролю, при якій вона видає інформацію «несправний», незалежно від стану системи і хибної відмови системи внаслідок похибок вимірювання.

З рівняння (9.2) видно, що невиявлення відмови у системі, яка діагностується (перший доданок), може бути пов'язано з похибкою вимірювання при справній системі контролю. З іншого боку, невиявлення відмови може відбуватися у результаті недостатнього охоплення системи гідроприводу контролем (другий доданок) або внаслідок відмови системи контролю типу постійно «справний» (третій доданок).

Аналіз рівняння (9.3) показує, що «хибна відмова» можлива внаслідок відмови системи контролю типу «постійно несправний» (перший доданок), а в системі гідроприводу, яка контролюється, – в результаті похибки вимірювання (другий доданок).

При повному контролі системи гідроприводу та ідеальній системі контролю $P_{хиб} = P_{хв}$ і $P_{нев} = P_{нв}$.

Повнота контролю. Під повнотою контролю (ГОСТ 19919-74) розуміють методичну достовірність контролю технічного стану системи гідроприводу, яка характеризує можливість виявлення відмови у системі при вибраному методі її контролю. Значення повноти контролю $K_{пк}$ є умовною імовірністю виявлення факту відмови в системі гідроприводу, якщо відмова дійсно відбулася:

$$K_{пк} = \frac{\lambda_{кч}}{\lambda_{ок}}, \quad (9.4)$$

де $\lambda_{ок}$ і $\lambda_{кч}$ – відповідно інтенсивності відмов об'єкта контролю (системи гідроприводу) і його частини, яка контролюється.

Вихідними даними для оцінювання повноти контролю гідроприводу є: функціональна схема та опис роботи системи гідроприводу; перелік параметрів, які контролюються, і впливів (сигналів управління і зовнішніх впливів); перелік видів відмов елементів (агрегатів) гідроприводу та дані про інтенсивності їх виникнення при експлуатації.

Оцінювання повноти контролю складної системи гідроприводу рекомендується проводити у такій послідовності. На першому етапі розроблюється функціонально-логічна модель об'єкта контролю, на основі аналізу якої для контрольованих параметрів системи гідроприводу складаються рівняння зв'язку між вхідними і вихідними параметрами блоків, що входять до функціонально-логічної моделі. Потім формалізується таблиця повноти контролю, яка складається з матриці та підсумкової таблиці повноти контролю. За результатами заповнення підсумкового рядка таблиці повноти контролю визначається кількісна оцінка $K_{\text{пк}}$ повноти контролю системи гідроприводу, яка досліджується.

При цьому функціонально-логічна модель дає можливість виділити конкретні елементи об'єкта контролю, які формують кожний з його вихідних елементів. Функціонально-логічні блоки, з яких складається функціонально-логічна модель, повинні мати тільки один вихідний параметр (один вихід) при будь-якій кількості вхідних параметрів (входів). Кількість та номенклатура входів функціонально-логічних блоків визначається на підставі аналізу функціональної схеми гідроприводу і повинні відповідати кількості та номенклатурі входів, які формують вихід даного функціонально-логічного блока моделі. Зв'язки між елементами функціонально-логічної моделі, перелік параметрів та їх допустимі значення повинні відповідати функціональній схемі гідроприводу. Найбільш повно цим властивостям відповідає функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами (див. 6.6.2). У цьому випадку параметрами розщеплення повинні бути тільки вихідні параметри агрегатів або елементів систем гідроприводу.

При кількісній оцінці повноти контролю проводиться аналіз функціонально-логічної моделі гідроприводу для виділення груп елементів, які входять у систему гідроприводу, кожний з яких формує визначений вихідний сигнал, а також поділ усієї множини елементів на такі, що контролюються і не контролюються.

У зв'язку з цим при побудові функціонально-логічної моделі гідроприводу необхідно виконувати такі правила: 1) конструктивно-знімні блоки системи

гідроприводу (див. рис. 9.18), які мають більше ніж один вихідний сигнал, розщеплюють на декілька функціонально-логічних блоків, кожний з яких має один вихідний сигнал та усі входи, які формують цей сигнал; 2) сукупність елементів, які беруть участь у формуванні двох і більше вихідних сигналів одного конструктивно-знімного блока, повинна бути виділена в окремий функціонально-логічний блок; в окремий функціонально-логічний блок необхідно також виділяти елементи системи гідроприводу (вузли, агрегати тощо), які не охоплюються стимулюючими сигналами; 3) при побудові функціонально-логічної моделі частина системи гідроприводу, яка охоплюється зворотним зв'язком, може бути об'єднаною в один узагальнений блок. Входами такого узагальненого блока є усі зовнішні по відношенню до об'єднаних блоків стимулюючі впливи. Узагальнений блок має один еквівалентний вихідний сигнал, який замінює усі зовнішні виходи даної групи блоків; 4) побудову функціонально-логічних моделей необхідно здійснювати для кожного з можливих при експлуатації режимів роботи гідроприводу.

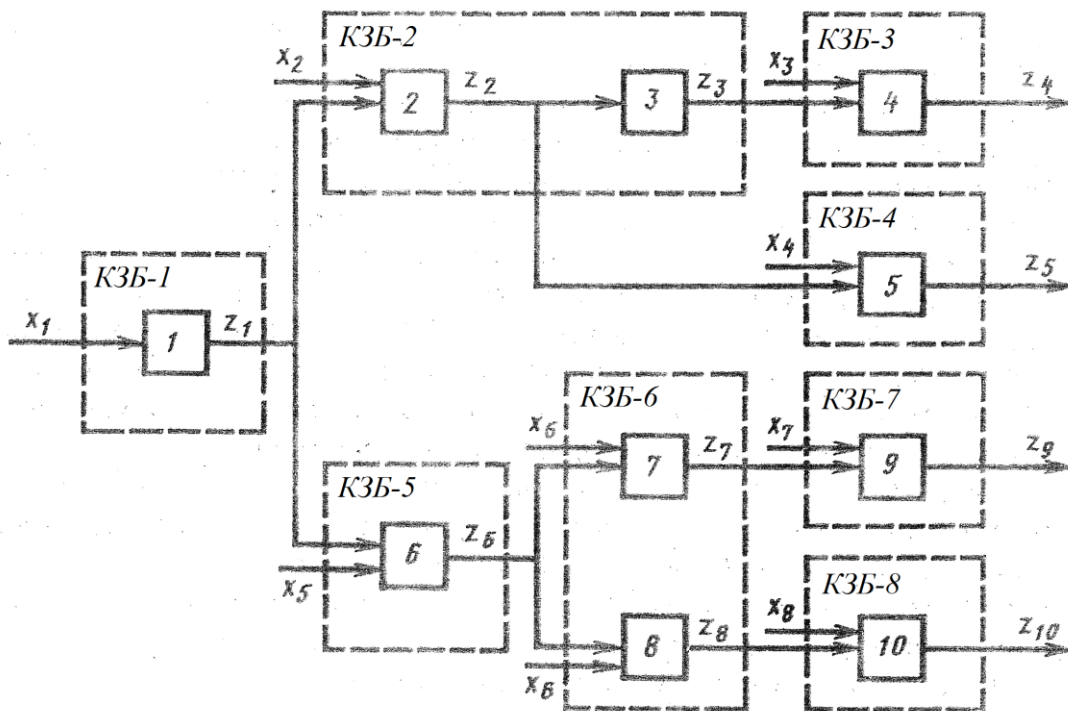


Рисунок 9.18 – Функціонально-логічна модель системи гідроприводу технологічної лінії: $KЗБ-i$ – i -й конструктивно-знімний блок

Зазвичай функціонально-логічні блоки, що входять до одного конструктивного блока, нумеруються послідовно, рис. 9.18. Зазначимо, що при нормальному функціонуванні системи гідроприводу контроль її роботи здійснюється тільки за параметрами z_4 і z_9 ; при пошуку елемента, який відмовив, у системі

додатково контролюється параметр z_{10} (рис. 9.18).

При заповненні таблиці повноти контролю користуються такими правилами: якщо відмова i -го функціонально-логічного блока системи гідроприводу (або j -й вид відмови) призводить до виходу діагностичного параметра, який розглядається, за межі допуску, то у графі таблиці повноти контролю, що відповідає i -му функціонально-логічному блоку (або j -му виду відмови), записується значення «1», в іншому випадку – «0».

Як приклад розглянемо таблицю повноти контролю (табл. 9.5) системи гідроприводу технологічної лінії, функціонально-логічну модель якої наведено на рис. 9.18. У підсумковому рядку повноти контролю таблиці повноти контролю записується «1» у тому випадку, якщо хоч би в одній клітинці стовпця, який розглядається, є «1». Одиниця в i -й клітинці підсумкового рядка означає, що відмова i -го функціонально-логічного блока призводить до виходу за допуск хоча б одного контрольованого параметра, тобто перевіряється i -й функціонально-логічний блок системою контролю, що розглядається. Таким чином, за повнотою заповнення підсумкового рядка таблиці повноти контролю оцінюється повнота контролю системи гідроприводу, а також перевіряються функціонально-логічні блоки, які контролюються та не контролюються.

Значення коефіцієнта повноти контролю

$$K_{\text{пк}} = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i W_i}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}, \quad (9.5)$$

де n – кількість функціонально-логічних блоків; λ_i – інтенсивність відмови i -го функціонально-логічного блока; W_i – логічна модель i -го функціонально-логічного блока (якщо блок справний, то $W_i = 1$, якщо несправний, то $W_i = 0$).

Таблиця 9.5 – Таблиця повноти контролю системи гідроприводу технологічної лінії

Контрольований параметр	Номер функціонально-логічного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_4	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
z_9	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0
Підсумковий рядок повноти контролю	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0

9.4.1. Визначення глибини пошуку відмов. Пристосованість гідроприводу та його системи контролю до технічного діагностування (пошуку елементів, які відмовили) характеризується коефіцієнтом глибини пошуку відмов K_T . Цей коефіцієнт визначає розрізнявальну здатність сукупності діагностичних ознак (параметрів), які закладені у систему контролю, та оцінюється умовною імовірністю виявлення відмови із заданою точністю (до одного, двох і більше конструктивно-знімних блоків або агрегатів) за умови, що в системі гідроприводу відбулася відмова.

Для розрахунку імовірності виявлення відмов із заданою глибиною пошуку необхідно визначити наскільки множина перевірок, які здійснюються системою контролю, має властивість розрізняти види відмов. Такий аналіз може бути проведений з використанням таблиць функцій несправностей або спеціально побудованих таблиць глибини пошуку відмов, табл. 9.6. В окремому випадку таблиці повноти контролю можна розглядати як таблиці глибини пошуку, якщо для пошуку відмов використовуються ті самі контрольовані параметри, що і для оцінювання повноти контролю. Порівняно з таблицями повноти контролю у таблицях глибини пошуку вказують функціонально-логічні блоки, які входять до складу конструктивно-знімних блоків.

Таблиця 9.6 – Таблиця глибини пошуку відмови системи гідроприводу технологічної лінії

Контрольований параметр	Номер конструктивно-знімного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
	Номер функціонально-логічного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_4	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
z_9	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0
z_{10}	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1
Підсумковий рядок глибини	I	II	II	II	III	IV	V	VI	V	VI
Підсумковий рядок глибини 1	I	—	—	—	—	I	—	—	—	—
Підсумковий рядок глибини 2	—	—	I	I	—	—	—	I	I	I

У підсумковому рядку таблиці глибини пошуку відмов стовпці матриці

таблиці глибини пошуку рекомендується позначати цифровими мітками (однакові стовпці позначаються однією і тією міткою – однією і тією цифрою). На підставі формування підсумкового рядка таблиці глибини пошуку визначається коефіцієнт глибини пошуку відмов K_{Γ} .

Коефіцієнт глибини пошуку відмов з точністю до одного конструктивно-знімного блока (гідроагрегату) визначається з формули

$$K_{\Gamma_1} = \frac{\sum_{k=1}^m \lambda_{k_1}}{\sum_{k=1}^m \lambda_k}, \quad (9.6)$$

де m – кількість конструктивно-знімних блоків, які входять у систему гідроприводу; λ_k і λ_{k_1} – інтенсивність відмови k -го конструктивно-знімного блока та інтенсивність відмови k -го конструктивно-знімного блока, визначеного з точністю до одного конструктивно-знімного блока; $\sum_{k=1}^m \lambda_k = \lambda_{ок}$ – інтенсивність відмов системи гідроприводу.

Коефіцієнт глибини пошуку відмов у загальному вигляді визначається з формули

$$K_{\Gamma_{\alpha}} = \frac{\sum_{j \in m_{\alpha}} \lambda_j}{\sum_{i=1}^m \lambda_i}, \quad (9.7)$$

де m_{α} – множина конструктивно-знімних блоків, позначених у підсумковому рядку таблиці глибини пошуку відмов відповідними ступенями подробиць α ($\alpha = 1, 2, 3, \dots, m$).

9.5. Прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації

Таке прогнозування може здійснюватися різними методами. Розглянемо методи, які найбільш часто використовуються.

Методи прогнозування зміни параметра стану. Вони поділяються на методи прогнозування за середньою статистичною зміною параметра технічного стану декількох однотипних виробів та прогнозування за реалізацією параметра одного конкретного виробу.

Прогнозування за середньою статистичною зміною параметра застосовується у тому випадку, якщо відсутня інформація про зміну параметра технічного стану гідроагрегату, який діагностується, за попередній період. При реалізації цього методу використовують функцію середньої зміни параметра, її середньоквадратичне відхилення та середні дані про граничний стан, визначені для групи однотипних агрегатів.

Прогнозування за реалізацією параметра одного конкретного виробу враховує індивідуальні зміни параметра гідроагрегату у попередній період, а також характер зміни параметрів сукупності однотипних агрегатів (їх окремих вузлів або з'єднань).

У зв'язку з тим, що в процесі відпрацювання ресурсу до першого капітального ремонту і міжремонтного ресурсу агрегати гідравлічних приводів не розбираються, прогнозування зміни їх структурних параметрів може бути здійснено тільки за середньою статистичною зміною параметра. Ці методи знайшли застосування для прогнозування функціональних параметрів гідроагрегатів та гідравлічних систем. Прогнозування за реалізацією параметра застосовується тільки в тих випадках, коли в процесі експлуатації гідроприводу передбачається регулярний періодичний контроль його діагностичних параметрів.

9.5.1. Методи регресивного аналізу. Для оцінювання впливу експлуатаційних структурних змін параметрів $Y = \{Y_v\}$ і параметрів навантаження (експлуатаційних факторів) $U = \{U_p\}$ на функціональні параметри $Z = \{Z_k\}$ агрегатів гідравлічних приводів широко застосовуються методи регресивного аналізу, які враховують статистичний характер залежності

$$Z = \Phi(Y, U). \quad (9.8)$$

Для проведення регресивного аналізу зазвичай використовують результати досліджень групи однотипних агрегатів, які пройшли спеціальні стендові випробування, або знятих з експлуатації.

З позиції теорії інформації і системного аналізу математичну модель (9.8) можна трактувати як функціональний оператор Φ , який відображає функціональний простір структурних параметрів агрегатів $Y = \{Y_v\}$, що змінюються під впливом експлуатаційних факторів $U = \{U_p\}$, у просторі значень функціональних параметрів $Z = \{Z_k\}$. У явному вигляді оператор $\Phi = \{\phi_\mu\}$ є замкненою системою рівнянь і співвідношень емпіричного характеру, доповненою необхідними початковими і граничними умовами.

При використанні статистичних методів математичний вираз для функціонального параметра Z записується у вигляді полінома (відтинку ряду Тейлора), яким розкладається невідома залежність:

$$Z = \beta_0 + \sum_{j=1}^K \beta_j X_j + \sum_{\substack{u, j=1 \\ u \neq j}}^K \beta_{uj} X_u X_j + \sum_{j=1}^K \beta_{jj} X_j^2 + \dots, \quad (9.9)$$

де $\beta_j = \left. \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right|_{X=0}$; $\beta_{uj} = \left. \frac{\partial^2 \phi}{\partial X_u \partial X_j} \right|_{X=0}$; $\beta_{jj} = \left. \frac{\partial^2 \phi}{2 \partial X_j^2} \right|_{X=0}$; $X = \{X_j\}$ – вектор предикторних змінних (вхідних параметрів або регресорів), які впливають на функціональний параметр Z (у загальному випадку $Y \in X, U \in X$).

У зв'язку з недостатньо повною статистичною інформацією, а також наявністю некерованих і неконтрольованих параметрів при дослідженні гідроагрегатів, результат експерименту є випадковою величиною. Тому рівняння регресії, отримане за результатами експерименту, можна записати у вигляді

$$\hat{Z} = b_0 + \sum_{j=1}^K b_j X_j + \sum_{\substack{u, j=1 \\ u \neq j}}^K b_{uj} X_u X_j + \sum_{j=1}^K b_{jj} X_j^2, \quad (9.10)$$

де b_0 – вільний член рівняння регресії; b_j , b_{jj} і b_{uj} – відповідно ефекти лінійні, квадратичні і взаємодії.

Вибірні коефіцієнти регресії b_0 , b_j , b_{jj} і b_{uj} є теоретичними оцінками коефіцієнтів β_0 , β_j , β_{jj} і β_{uj} .

Коефіцієнти регресії визначаються методом найменших квадратів із умови

$$\psi = \sum_{k=1}^N (Z_k - \bar{Z}_k)^2 = \min, \quad (9.11)$$

де N – обсяг вибірки.

Кількість степенів вільності вибірки

$$f_{\text{св}} = N - l, \quad (9.12)$$

де l – кількість зв'язків, яка дорівнює кількості коефіцієнтів, які визначаються.

Однією з основних задач регресивного аналізу є рішення про включення тих чи інших регресорів X_j у регресивну модель (9.10). Для вибору деякої підмножини з повної сукупності регресорів необхідно знайти оптимум між отриманням надійного прогнозу, для отримання якого потрібно включити у математичну модель по можливості найбільшу кількість регресорів, і витратами,

пов'язаними з отриманням інформації при великій кількості регресорів. При цьому необхідно враховувати, що збільшення кількості регресорів приводить до зростання дисперсії прогнозу.

Для виявлення суттєвих факторів, які входять до рівняння регресії користуються такими методами [40]:

1) дисперсійний аналіз, який базується на припущенні, що суттєвість деякого (дискретного) фактора характеризується його вкладом у дисперсію вихідної величини;

2) насичені дрібні факторні плани, що базуються на припущенні про наявність тільки лінійних ефектів та які приводять до оцінки суттєвих факторів за їх вкладом у математичне очікування вихідної величини;

3) насичені експериментальні плани Плакетта – Бермана, для яких також припускається наявність тільки лінійних ефектів;

4) метод випадкового балансу, застосовується у припущенні, якщо серед факторів, які розглядаються, не усі є істотними;

5) опитування експертів для ранжування факторів за ступенем їх впливу на вихідну величину або поєднання опитування експертів та експерименту.

Розглянемо застосування дисперсійного аналізу для оцінювання значимості коефіцієнтів рівняння регресії (9.10), який зазвичай проводять при таких припущеннях:

- вхідні параметри $\{X_j\}$ вимірюються з похибкою, якою можна знехтувати; поява похибки у визначенні Z пояснюється наявністю невиявлених змінних та випадкових впливів які не входять до рівняння регресії;

- результати спостережень $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_N$ вихідної змінної є незалежними випадковими величинами, які мають нормальний розподіл;

- вибіркові дисперсії $S_1^2, S_2^2, S_3^2, \dots, S_N^2$ повинні бути однорідними за умови, що при проведенні експерименту з обсягом вибірки N кожний дослід повторений m разів.

При однаковій кількості паралельних дослідів перевірка однорідності дисперсії здійснюється у такій послідовності:

1) визначається середнє значення вихідного параметра \bar{Z}_i за результатами паралельних дослідів:

$$\bar{Z}_i = \frac{\sum_{k=1}^m Z_{ik}}{m}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \quad (9.13)$$

2) визначаються вибірккові дисперсії:

$$D_i^2 = \sum_{k=1}^m \frac{(Z_{ik} - \bar{Z}_i)^2}{m-1}; \quad (9.14)$$

3) складається співвідношення

$$G = \frac{D_{\max}^2}{\sum_{i=1}^m D_i^2}, \quad (9.15)$$

де D_{\max}^2 – максимальне значення вибіркової дисперсії.

Якщо дисперсії однорідні

$$G < G_p(N, m-1), \quad (9.16)$$

де $G_p(N, m-1)$ – табульовані значення критерію при рівні значимості p .

Якщо вибірккові дисперсії однорідні, розраховується дисперсія відтворення, необхідна для оцінювання значимості коефіцієнтів регресії:

$$D_B^2 = \frac{\sum_{i=1}^N D_i^2}{N}. \quad (9.17)$$

Кількість степенів вільності цієї дисперсії

$$f_{\text{св}} = N(m-1). \quad (9.18)$$

Значимість коефіцієнтів оцінюють за критерієм Стюдента:

$$t_j = \frac{|b_j|}{D_{bj}}, \quad (9.19)$$

де b_j – j -й коефіцієнт рівняння регресії; $D_{bj} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial b_j}{\partial Z_i} \right)^2 D_i^2}$ – середнє квадратичне відхилення b_j -го коефіцієнта.

Якщо t_j більше за табульоване $t_p(f_{\text{св}})$ для вибраного рівня значимості p і кількості степенів вільності $f_{\text{св}}$, то коефіцієнт b_j значно відрізняється від нуля. Незалежні коефіцієнти з рівняння регресії виключаються. Інші коефіцієнти необхідно перерахувати, оскільки вони взаємно закорельовані.

Для безпосереднього оцінювання впливу зношення деталей і вузлів на

зміну функціональних параметрів гідравлічних агрегатів (наприклад, на подачу насоса) та встановлення кореляційного зв'язку між цими параметрами використовується модель множинної регресії:

$$\hat{Z} = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_K X_K . \quad (9.20)$$

При побудові поверхні відклику на координатних осях факторного простору відкладаються чисельні значення параметрів (факторів). Поверхня відклику у цьому випадку є поверхнею регресії при $K = 2$ і гіперповерхнею при $K \geq 3$.

Форму подання початкового статистичного матеріалу наведено у табл. 9.7.

Таблиця 9.7 – Вихідні статистичні дані для проведення регресивного аналізу

Номер досліджу	X_1	X_2	X_3	...	X_K	Z
1	X_{11}	X_{21}	X_{31}	...	X_{K1}	Z_1
2	X_{12}	X_{22}	X_{32}	...	X_{K2}	Z_2
3	X_{13}	X_{23}	X_{33}	X_{K3}	Z_3
...
N	X_{1N}	X_{2N}	X_{3N}	...	X_{KN}	Z_N

Регресивний аналіз впливу експлуатаційних факторів на функціональні параметри агрегатів доцільно проводити за допомогою рівняння регресії, зведеного до безрозмірного вигляду. Для переходу від натурального масштабу до безрозмірного здійснюють нормування значень величин, які входять в рівняння (9.10).

$$Z_i^0 = \frac{Z_i - \bar{Z}}{\sigma_Z}; \quad X_{ji}^0 = \frac{X_{ji} - \bar{Z}_j}{\sigma_{X_j}}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \quad j = 1, 2, \dots, K, \quad (9.21)$$

де Z_i^0 , X_{ji}^0 – нормовані значення відповідних факторів; \bar{Z} , \bar{Z}_j – середні значення факторів; σ_Z , σ_{X_j} – середнє квадратичне відхилення факторів;

$$\sigma_Z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Z_i - \bar{Z})^2}{N - 1}}; \quad \sigma_{X_j} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_{ji} - \bar{X}_j)^2}{N - 1}}.$$

Таблицю нормованих значень вхідних і вихідних параметрів регресії наведено в табл. 9.8.

Номер досліду	X_1^0	X_2^0	X_3^0	...	X_K^0	Z^0
1	X_{11}^0	X_{21}^0	X_{31}^0	...	X_{K1}^0	Z_1^0
2	X_{12}^0	X_{22}^0	X_{32}^0	...	X_{K2}^0	Z_2^0
3	X_{13}^0	X_{23}^0	X_{33}^0	X_{K3}^0	Z_3^0
...
N	X_{1N}^0	X_{2N}^0	X_{3N}^0	...	X_{KN}^0	Z_N^0

$$X_j^0=0; \bar{Z}^0=0; \sigma_{X_j^0}=1; \sigma_{Z^0}=1.$$
$$r_{Z^0 X_j^0}^* = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N Z_i^0 X_{ji}^0; \quad r_{X_l^0 X_m^0}^* = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N X_{li}^0 X_{mi}^0; \quad l > m; m = 1, 2, \dots, K. \quad (9.22)$$

Рівняння регресії, яке зв'язує нормовані змінні, не містить вільного члена та набуває вигляду

Коефіцієнти рівняння (9.23) знаходять з умови $\sigma = \sum_{i=1}^N (Z_i^0 - \hat{Z}_i^0) = \min$, тоб-

Система нормальних рівнянь, які зв'язують вхідні і вихідні змінні, буде мати вигляд

322

Для подальшого визначення коефіцієнтів регресії перетворимо систему рівнянь (9.24), помноживши ліві та праві частини рівнянь на множник $\frac{1}{N-1}$.

Тоді враховуючи, що $\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_{ji}^0)^2 = \sigma_{X_j^0}^2 = 1$ і $r_{X_l X_m}^* = r_{X_m X_l}^*$, отримуємо

$$\left. \begin{aligned} a_1 + a_2 r_{X_1 X_2}^* + a_3 r_{X_1 X_3}^* + \dots + a_K r_{X_1 X_K}^* &= r_{Z X_1}^*; \\ a_1 r_{X_2 X_1}^* + a_2 + a_3 r_{X_2 X_3}^* + \dots + a_K r_{X_2 X_K}^* &= r_{Z X_2}^*; \\ \dots &\dots \\ a_1 r_{X_K X_1}^* + a_2 r_{X_K X_2}^* + a_3 r_{X_K X_3}^* + \dots + a_K &= r_{Z X_K}^*. \end{aligned} \right\} \quad (9.25)$$

Розв'язавши систему рівнянь (9.25), розраховуємо коефіцієнт множинної кореляції, який є показником зв'язку між змінними рівняння регресії:

$$R_K = \sqrt{a_1 r_{Z X_1}^* + a_2 r_{Z X_2}^* + \dots + a_K r_{Z X_K}^*}, \quad (0 \leq R_K \leq 1). \quad (9.26)$$

У разі вибірки малого обсягу в R_K необхідно ввести корекцію на систематичну похибку:

$$R'_K = \sqrt{1 - (1 - R_K^2) \frac{N-1}{N-l}}, \quad (9.27)$$

де R'_K – скоректований коефіцієнт множинної кореляції; l – кількість коефіцієнтів рівняння множинної регресії ($l = K + 1$).

Чим менша кількість степенів вільності вибірки $f_{\text{св}} = N(m-1)$, тим сильніший зв'язок, який оцінюється коефіцієнтом множинної кореляції.

Зворотний перехід до масштабних значень коефіцієнтів кореляції здійснюється за формулами:

$$b_j = a_j \frac{\sigma_Z}{\sigma_{X_j}}; \quad b_0 = \bar{Z} - \sum_{j=1}^N b_j \bar{X}_j, \quad \text{при } j = 1, 2, \dots, K; \quad j \neq 0. \quad (9.28)$$

Адекватність рівняння множинної регресії перевіряється за критерієм Фішера.

9.5.2. Динамічна модель зміни параметра стану. Важливим фактором при розробці динамічних моделей зміни технічного стану гідроприводу є вибір апроксимуючої функції, яка з достатньою точністю відображає таку змінну. Вибір функції значно впливає на трудомісткість і точність прогнозування.

Апроксимуюча функція повинна бути достатньо універсальною, відносно простою та при цьому враховувати фізичні процеси, які приводять до зміни па-

раметрів стану, і випадковий характер швидкості такої зміни, а також відображати інтегральні закономірності відхилення параметра залежно від напруцювання або терміну служби гідроприводу. Для гідроприводів встановлено, що відхилення параметра стану залежно від напруцювання або часу необхідно апроксимувати випадковою упорядкованою функцією, реалізація якої зростає. При цьому апроксимуюча функція у фіксований момент часу є додатною багатозначною, а реалізацію зміни параметра можна розглядати як монотонну функцію у діапазоні від нуля до граничного відхилення параметра.

Враховуючи зазначене фактичне відхилення, параметр стану, ΔX_{ϕ} розглядаємо як суму двох випадкових величин:

$$\Delta X_{\phi} = \Delta X_T + \Delta X_e, \quad (9.29)$$

де ΔX_T – теоретичне відхилення параметра внаслідок роботи гідроприводу при дії усереднених (розрахункових) навантажень; ΔX_e – відхилення параметра під дією зовнішніх експлуатаційних факторів.

Для моменту часу t (9.29) можна подати у вигляді

$$\Delta X_{\phi}(t) = v_c \phi_T(t) + v_e \phi_e(t), \quad (9.30)$$

де $\phi_T(t)$ і $\phi_e(t)$ – детерміновані (випадкові) функції, які характеризують залежність ΔX_T і ΔX_e від напруцювання; v_c – випадкова величина, яка відображає швидкість зміни параметра під дією розрахункових навантажень; v_e – випадкова величина відхилення ΔX_e на одиницю зміни параметра під дією зовнішніх факторів.

Величина ΔX_T монотонно збільшується залежно від напруцювання, що дозволяє прогнозувати її зміну.

У рівнянні (9.30) перший доданок $\Delta X_T = v_c \phi_T(t)$ є елементарною випадковою функцією (v_c – звичайна випадкова величина; $\phi_T(t)$ – звичайна не випадкова функція). Можливі реалізації цієї функції можна отримати з графіка функції шляхом зміни масштабу по осі координат.

Другий доданок $\Delta X_e = v_e \phi_e(t)$ є функцією відхилення фактичних значень параметра від усередненої гладкої теоретичної кривої. У будь-який проміжок часу t значення функції є випадковою величиною, яка підпорядковується нормальному закону розподілення. Математичне очікування випадкової функції у будь-який момент дорівнює нулю. Таким чином, v_e можна розглядати в часі як гауссівський центрований стаціонарний або нестаціонарний процес. Стаціонар-

ність процесу характеризується однаковим середнім квадратичним відхиленням випадкової величини у будь-якому перетині, а також залежностями кореляційної функції тільки від різниці напрацювання, які відповідають цим перетинам.

У ряді випадків при апроксимації функції зміни параметрів враховується припрацювання його елементів. Тоді замість (9.30) доцільно використовувати таке рівняння:

$$\Delta X_{\phi}(t) = v_c \phi_T(t) + v_t \phi_e(t) + \Delta П, \quad (9.31)$$

де $\Delta П$ – показник, що характеризує припрацювання елементів гідроприводу, значення якого дорівнює ΔX_{ϕ} при $t = 0$.

Рівняння (9.31) забезпечує добру апроксимацію відхилення параметра стану від кінця припрацювання до моменту досягнення граничного (допустимого) відхилення ΔX_d .

Для більшості гідроагрегатів випадкові варіації показника $\Delta П$ є величинами другого порядку малості і ними зазвичай нехтують та розглядають показник $\Delta П$ як детерміновану величину. Характер зміни параметра стану ΔX_{ϕ} визначається детермінованою функцією $\phi_T(t)$, критерієм вибору якої є близькість значень апроксимуючих функцій фактичної реалізації зміни параметрів стану. З метою підвищення точності як критерій апроксимації рекомендується використовувати коефіцієнти варіації, причому перевагу слід надавати коефіцієнту варіації ресурсу гідроагрегату.

Для агрегатів гідроприводів як апроксимуючу функцію $\phi_T(t)$ доцільно використовувати степеневу функцію. У цьому випадку зміна параметра стану визначається як

$$\Delta X_{\phi}(t) = v_c t^{\alpha} + \Delta X_e(t) + \Delta П, \quad (9.32)$$

де α – показник ступеня, який визначає характер зміни параметра.

При $\Delta X_e(t) = 0$

$$\Delta X(t) = \Delta X_{\phi}(t) - \Delta П = v_c t^{\alpha}; \quad t, \alpha, v_c > 0. \quad (9.33)$$

У рівнянні (9.33) v_c чисельно можна розглядати як швидкість зміни параметра при $t = 1$, зменшену в α разів.

Аналіз рівнянь (9.32) і (9.33) показує, що степенева функція зміни параметра стану проста та достатньо універсальна. При $\alpha = 1$ і $\Delta X_e(t) = 1$ апроксимуюча функція (9.32) є лінійною випадковою функцією. У цьому випадку швидкість зміни параметра стану для гідравлічного агрегату протягом терміну його

служби є постійною. При $\alpha > 0$ або $0 < \alpha < 1$ має місце неперервна строго монотонна зростаюча або спадна швидкість зміни параметра стану. У першому випадку відхилення параметра стану буде характеризуватися вигнутою кривою, у другому – вгору.

Для зміни Y_i -го структурного параметра гідроагрегату вираз (9.32) можна записати у вигляді

$$Y_i(t) = v_{c_i} t^{\alpha_i} + \Delta Y_{e_i} + \Delta \Pi_{Y_i}, \quad (9.34)$$

де $Y_i(t)$ – зміна структурного параметра гідроагрегата (розмір деталі, величина зазору у парі з'єднання тощо); ΔY_{e_i} – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів; $\Delta \Pi_{Y_i}$ – значення параметра, який залежить від припрацювання.

Аналогічно для Z_j -го структурного параметра гідроагрегату або гідросистеми у цілому

$$Z_j(t) = B_{c_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{e_j} + \Delta \Pi_{Z_j}, \quad (9.35)$$

де B_{c_j} – швидкість зміни j -го функціонального параметра від напрацювання; β_j – показник ступеня.

Значення параметрів v_{c_i} , B_{c_j} , α_i і β_j визначають за результатами статистичної обробки експериментальних даних.

9.5.3. Прогнозування процесу зношення. Відомі математичні моделі, які використовують лінійну статистичну апроксимацію, неповно описують процес зношення елементів і пристроїв гідросистем. Крім того, вони потребують значного обсягу статистичних даних. Використання кусочно-лінійної статистичної апроксимації із застосуванням марковської моделі процесу дозволяє практично у два рази скоротити час на проведення експерименту та забезпечити достатню точність розрахунків.

Процес зношення може бути віднесений до напіввипадкових марковських процесів. Випадковість у даному випадку полягає в тому, що не можна однозначно спрогнозувати перебіг процесу. Однак такий процес є стохастичним визначенням, коли із знання стану системи у деякий момент часу t_0 слідують також знання функції розподілення імовірностей для можливих станів системи у момент часу $t > t_0$. Такі процеси належать до марковських.

Таким чином, випадковий процес $X(t)$ є марковським, якщо умовна імовірність $P\left\{\frac{Y(t_n)}{Y(t_{n-1})}, \dots, Y(t_0)\right\}$ з появою значення $Y(t_n)$ у момент t залежить від останнього попереднього значення процесу $Y(t_{n-1})$ та не залежить від попередніх. Марковський процес повністю визначається двовимірною щільністю імовірності

$$f_2(Y_0, Y, t_0, t) = f_1(Y_0, t_0) P\left(\frac{Y, t}{Y_0 t_0}\right), \quad (9.36)$$

де $f_1(Y_0, t_0)$ – одновимірна щільність імовірності; $P\left(\frac{Y, t}{Y_0 t_0}\right)$ – щільність імовірності переходу з стану Y_0 у момент часу t_0 у стан Y у момент часу t .

Таким чином, задача зводиться до того, щоб за відомим значенням процесу $Y(Y_0) = Y$ знайти імовірність того, що в деякий момент часу $t > t_0$ процес буде знаходитися у заданих межах $[a, b]$, з визначеною технічною умовою. Отже, при виконанні умови $Y(Y_0) = Y_0$ інформація, яка нас цікавить, міститься у щільності перехідної імовірності $P\left(\frac{Y, t}{Y_0 t_0}\right)$.

Сутність методу полягає в тому, що за допомогою квантування за рівнем випадкової функції, яка характеризує змінювання параметра в часі, реальний процес зношення апроксимується марковським дискретним процесом.

Аналітичні залежності імовірнісних характеристик від часу отримують з диференціальних рівнянь А.Н. Колмогорова, за допомогою яких можна описати динаміку процесу, що досліджується. Відомими величинами у цих рівняннях є інтенсивності перетину випадковою функцією фіксованих рівнів квантування, отриманих статистичним шляхом.

Використаємо цю модель для визначення імовірнісних характеристик процесу зношення. Задача розв'язується таким чином. Іntenсивність η_i перетину функцією $X(t)$ прийнятого рівня квантування x_i відома і вибирається з початкової реалізації процесу.

Побудуємо математичну модель зношення. Діапазон $[x_{\min}, x_{\max}]$ допустимої зміни величини x , що характеризує зношення спряженої пари, розділимо на три кванти: Δx_0 , Δx_1 і Δx_2 . Вважаємо, що пристрій знаходиться у стані S_i , якщо x знаходиться в i -му інтервалі квантування Δx , $i = \overline{0, 2}$. Іntenсивність пе-

ретину процесом $X(t)$ рівня квантування x_i позначимо через η_i . Ця величина є інтенсивністю збільшення параметра x_i на величину Δx_i [$i = \bar{0}, \bar{2}$, якщо $X(t)$ є не спадною випадковою функцією часу t].

Величини Δx_i η_i характеризують середню швидкість зростання параметра X в інтервалі квантування Δx_i . За технічними умовами S_0 , S_1 і S_2 є станами працездатності пристрою, а S_3 – станом відмови.

Розглядаючи процес зміни стану пристрою як марковський дискретний процес, знайдемо імовірність $P_i(t)$ знаходження пристрою у момент часу t в стані S_i з диференціальних рівнянь А.Н. Колмогорова:

$$P_i(t) = -\eta_i P_i(t) + \eta_{i-1} P_{i-1}(t), \quad i = \bar{0}, \bar{2}, \quad (9.37)$$

де $\eta_i = 0$ при $i < 0$.

При загальних початкових умовах $P_i(t) = P_i$; $t = 0$; $i = \bar{0}, \bar{3}$.

Розв'язок системи рівнянь, отриманих за допомогою перетворень Лапласа, має вигляд

$$\left. \begin{aligned} P_0(t) &= P_0 e^{-\eta_0 t}; \\ P_1(t) &= \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} e^{-\eta_0 t} + \left(P_1 - \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} \right) e^{-\eta_1 t}; \\ P_2(t) &= \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_1 - \eta_0)(\eta_2 - \eta_0)} e^{-\eta_0 t} + \left[\frac{P_1 \eta_1}{\eta_2 - \eta_1} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_2 - \eta_0)} \right] e^{-\eta_1 t} + \\ &+ \left[P_2 + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_1 - \eta_2} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_2)(\eta_1 - \eta_2)} \right] e^{-\eta_2 t}. \end{aligned} \right\} \quad (9.38)$$

Імовірність $P_3(t)$ знайдемо з умови нормування:

$$\sum_{i=1}^3 P_i(t) = 1, \text{ тобто } P_3(t) = 1 - \sum_{i=0}^2 P_i(t) = 1. \quad (9.39)$$

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ визначимо як імовірність того, що за час t процес $X(t)$ не досягне критичного рівня x_2 :

$$P(t) = \sum_{i=0}^2 P_i(t) = \sum_{i=0}^2 K_i e^{-\eta_i t}. \quad (9.40)$$

$$\text{де } K_0 = P_0 + \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_1 - \eta_0)(\eta_2 - \eta_0)};$$

$$K_1 = P_1 + \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_2 - \eta_1} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_2 - \eta_1)};$$

$$K_2 = P_2 + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_1 - \eta_2} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_1 - \eta_2)}.$$

Щільність цієї імовірності

$$f(t) = \sum_{i=0}^2 \eta_i K_i e^{-\eta_i t}. \quad (9.41)$$

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \frac{\sum_{i=0}^2 \eta_i K_i e^{-\eta_i t}}{\sum_{i=0}^2 K_i e^{-\eta_i t}}. \quad (9.42)$$

Середній час безвідмовної роботи

$$T_{\text{ср}} = \frac{P_0}{\eta_0} + \frac{P_0 + P_1}{\eta_1} + \frac{P_0 + P_1 + P_2}{\eta_2}. \quad (9.43)$$

Дисперсія цього часу

$$\sigma_t^2 = \frac{2 \sum_{i=1}^2 K_i}{\eta_i^2} - T_{\text{ср}}^2. \quad (9.44)$$

Важливою перевагою розглянутої моделі є те, що вона дозволяє для будь-якого моменту, застосувавши розклад у ряд Грама – Шарльє, знайти одновимірний закон.

Математичне очікування процесу $X(t)$

$$m_x(t) = \sum_{i=0}^3 x_i^* P_i(t). \quad (9.45)$$

Квантоване значення x_i^* вибирається з урахуванням найменшого відхилення значень, отриманих експериментальним шляхом.

9.5.4. Прогнозування зміни подачі насоса. Практичне застосування прогнозування зміни функціональних параметрів агрегатів з використанням зміни випадкової степеневі функції вигляду (9.35) розглянемо на прикладі прогнозування зміни подачі насоса. Для розв’язання цієї задачі застосуємо метод, оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів.

Подача q_n є основним параметром насоса, який визначає його ресурс до першого капітального ремонту, і міжремонтний ресурс. Зміна (зменшення) подачі насоса Δq_n при експлуатації є наслідком зміни структурних параметрів його вузлів та окремих деталей внаслідок зношення.

Встановлено, що основними причинами зниження подачі насоса Δq_n є збільшення внутрішніх витоків в агрегаті $\Delta q_{\text{вит}}$ та зміна початкових кінематичних співвідношень Δq_k , тобто

$$\Delta q_n = \Delta q_{\text{вит}} + \Delta q_k. \quad (9.46)$$

Сумарна зміна подачі насоса залежно від його конструкції може бути розбита на ряд складових:

$$\Delta q_n = \Delta q_{n_1} + \Delta q_{n_2} + \Delta q_{n_3} + \dots + \Delta q_{n_i} + \dots + \Delta q_k, \quad (9.47)$$

де Δq_{n_i} – складові зменшення подачі насоса внаслідок зміни структурних параметрів його окремих вузлів (1 – вузол подачі; 2 – вузол регулятора подачі; 3 – вузол розподілення тощо).

Використовуючи випадкову степеневу функцію (9.35), отримаємо аналітичний вираз для прогнозування зміни подачі насоса від напрацювання:

$$q_n^*(t) = q_{n0}^*(t_0) + B_q t^\beta, \quad (9.48)$$

де $q_n^*(t)$ – математичне очікування подачі насоса у функції напрацювання t ; $q_{n0}^*(t_0)$ – математичне очікування подачі насоса після завершення процесу припрацювання; B_q – коефіцієнт, який характеризує середню швидкість зміни подачі насоса; β – показник степеня, який визначають за даними експериментів.

Зазначимо, що тут і далі зірочкою – позначено величини, які змінюються випадковим чином.

При використанні залежності (9.48) часто за значення $q_{n0}^*(t_0)$ приймають подачу насоса після його обкатки при виготовленні.

Вихідними даними для прогнозування повинні бути статистичні дані зміни подачі насосів, знятих з експлуатації, або тих, які пройшли ресурсні випробування. Для виявлення характеру і стабільності процесу зношення спряжених пар результати прогнозування необхідно порівнювати з результатами дефекації насосів, які відпрацювали в експлуатації початковий призначений ресурс.

Рекомендується такий порядок прогнозування зміни подачі насоса при експлуатації.

1. На підставі аналізу наявних статистичних даних визначаємо експериментальну залежність зміни подачі насоса від напрацювання $q_{n_i}^* = f(t)$ (крива 1 на рис. 9.19) (тут знак штрих означає практичну реалізацію параметра).

2. Використовуючи стандартний пакет підпрограм наближених функцій

методом найменших квадратів (методом Гаусса), на ПК визначаємо значення параметрів B_Q і β , виразу (9.48). Отримана таким шляхом математична модель зміни параметра $q_n^*(t)$ є математичним очікуванням зміни подачі насосів даного типу, які знаходяться в експлуатації (крива 2).

3. Для розрахунку показників розподілення експериментальних реалізацій подачі насоса розбиваємо експериментальні дані на $(N+1)$ групу залежно від напрацювання t . Нульову групу становлять значення подачі насоса при $t = 0$.

4. Для кожної з груп розраховуємо значення математичного очікування m_{q_n} , дисперсії $D_{q_n^*}$ і середнього квадратичного відхилення $\sigma_{q_n^*}$:

$$m_{q_n} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K q_n^*; \quad (9.49)$$

$$D_{q_n^*} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K (q_n^* - q_{n_i}^*)^2; \quad (9.50)$$

$$\sigma_{q_n^*} = \sqrt{D_{q_n^*}}, \quad (9.51)$$

де K – кількість насосів у групі, яка розглядається.

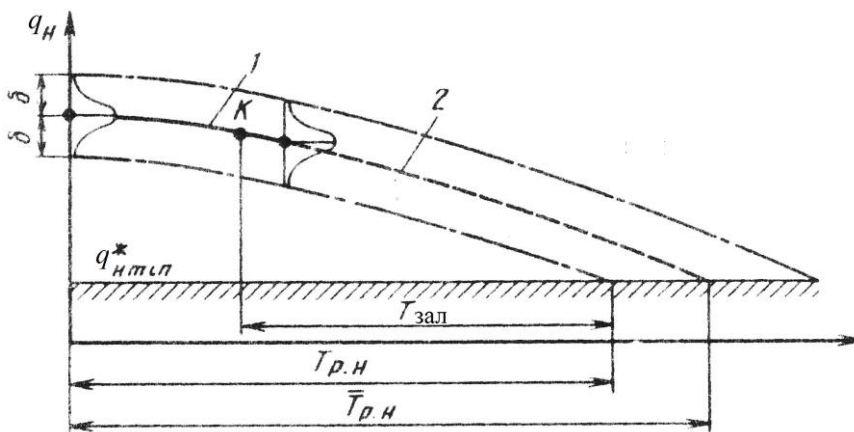


Рисунок 9.19 – Залежність подачі насоса від напрацювання: 1 – за даними експлуатації; 2 – за даними прогнозування

5. Задаємося імовірністю відпрацювання насосом призначеного ресурсу $P^* = (T_{рп})$. Для більшості типів насосів $P^* = (T_{рп})$ лежить у межах 0,990...0,995. Приймаємо, що експериментальна реалізація подачі насоса всередині окремих груп відбувається за нормальним законом розподілення, визначаємо верхню і нижню границі статистичного розподілення, яке розглядається. Довірче відхилення δ отриманої математичної моделі статистичного розподілення у вигляді (9.48) визначається як

$$\delta = \sigma_{q'} k_q, \quad (9.52)$$

$$\text{де } \sigma_{q'} = \frac{1}{N+1} \sum_{j=0}^N \sigma_{q'_j}.$$

Параметр k_q знаходять з таблиць функцій Лапласа: $\Phi(k_q) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz$,

приймаючи, що $2\Phi(k_q) = P(|X - a|) < \sigma k_q = P^*(T_{\text{рп}})$.

6. На графік $q_n^*(t)$ наносять верхню та нижню довірчі границі. Точку перетину $q_n^*(t)$ з полем допуску на подачу $q_n^*(t)$ насоса при експлуатації визначаємо як

$$T = \left(\frac{q_{n0}^* - q_{n\min}^*}{B_0} \right)^{1/\beta}. \quad (9.53)$$

З урахуванням зміщення нижньої довірчої границі ресурс насоса, який буде ним відпрацьований, з імовірністю $P_{\text{рп}}^*$

$$T_{\text{рп}} = \left(\frac{q_{n0}^* - |q_{n\min}^* + \delta|}{B_0} \right)^{1/\beta}. \quad (9.54)$$

9.5.5. Прогнозування залишкового ресурсу. Таке прогнозування для гідроагрегата може бути здійснено на підставі використання апроксимуючої функції, яка відображає зміну в часі його діагностичного параметра, що визначає його технічний стан. До таких діагностичних параметрів можна віднести подачу q_n для насоса, внутрішні витоки для гідророзподільника, зовнішні витоки для ущільнення штока гідроциліндра тощо. Вибір діагностичного параметра, за яким може бути здійснено прогнозування залишкового ресурсу гідроагрегата, є достатньо складною та відповідальною задачею, яка повинна розв'язуватися індивідуально у кожному конкретному випадку.

Як апроксимуючу функцію для прогнозування залишкового ресурсу гідроагрегатів рекомендується використовувати степеневу функцію (9.35), параметри якої описуються за результатами періодичного контролю діагностичних параметрів або дослідження технічного стану агрегатів, знятих з експлуатації. У цьому випадку залишковий ресурс агрегату, який може бути ним відпрацьований з нормованою імовірністю P^* , буде

$$T_{\text{зал}} = \left(\frac{Z'(t_k) - |Z_d^* + \delta_Z|}{B_c} \right)^{1/\beta}, \quad (9.55)$$

де $Z'(t_k)$ – значення діагностичного параметра Z в момент часу t_k ; Z_d^* – допу-

стиме значення діагностичного параметра, яке визначається технічними умовами; δ_Z – довірче відхилення, яке визначається з урахуванням дисперсії D_Z розподілення параметра Z та значення нормованої імовірності відпрацювання ресурсу P^* .

Для більшості гідроагрегатів значення $P^* = 0,85 \dots 0,95$ залежно від впливу технічного стану агрегату працездатність гідроприводу машини. Для визначення $T_{\text{зал}}$ необхідно на криву математичного очікування зміни діагностичного параметра $\bar{Z}(t)$ (рис. 9.20) нанести точку K , яка відповідає виміряному значенню параметра $Z'(t_k)$ в момент контролю, і по осі абсцис знайти значення $T_{\text{зал}}$ як відстань по осі напруження від точки K до точки перетину нижньої (або верхньої) довірчої границі функції $\bar{Z}(t)$ з лінією, яка визначає поле допуску на зміну параметра Z при експлуатації.

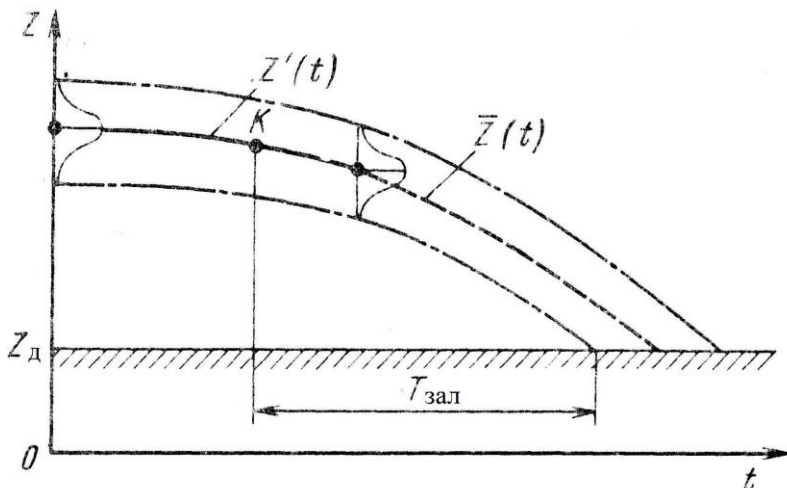


Рисунок 9.20 – Визначення залишкового ресурсу насоса з використанням кривої прогнозування зміни його подачі

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть задачі, які виконують вбудовані системи діагностування гідроприводів.
2. Які функції у вбудованих системах технічного діагностування виконують мікропроцесори?
3. Які функціональні блоки містить узагальнена структурна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування?
4. Які функції повинна виконувати вбудована система діагностування гідроприводів?
5. Що належить до засобів відображення інформації?
6. Які ви знаєте способи резервування систем гідроприводу?

7. Дайте визначення достовірності контролю систем гідроприводу.
8. Дайте визначення повноти контролю систем гідроприводу.
9. Який вигляд має таблиця повноти контролю систем гідроприводу?
10. За якою формулою розраховується коефіцієнт повноти контролю систем гідроприводу?
11. Дайте визначення конструктивно-знімного блока.
12. За якою формулою розраховується коефіцієнт глибини пошуку відмов?
13. Які ви знаєте методи прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації?
14. Яка сутність методів регресивного аналізу?
15. Яка модель використовується для безпосереднього оцінювання впливу зношення деталей і вузлів на зміну функціональних параметрів гідравлічних агрегатів ?
16. Як розраховують вибіркового коефіцієнт кореляції для рівняння регресії?
17. Який вигляд має динамічна модель зміни технічного стану гідроприводу?
18. Яку функцію доцільно використовувати для апроксимації зміни технічного стану гідроприводу?
19. Які математичні моделі використовують для прогнозування процесу зношення у гідроприводі?
20. Яка послідовність прогнозування зміни подачі насоса?
21. Яким чином за кривою прогнозування зміни подачі насоса визначити його залишковий ресурс?
22. Які роботи виконуються у процесі заміни зношеної деталі гідроприводу на запасну?
23. Які основні пристрої входять до вимірювально-діагностичного обладнання фірми PARKER?
24. Які функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми PARKER?
25. Яке призначення цифрового манометра Service Junior фірми PARKER?
26. Які функції виконує переносний прилад Serviceman моделі SCM фірми PARKER?

27. З яких основних елементів складаються перетворювачі (датчики) тиску фірми PARKER?
28. Які функції виконує гідравлічний тестер SCFT фірми PARKER?
29. Як працює переносний монітор стану масла моделі Oilchek фірми PARKER?
30. Які роботи проводять при технічному обслуговуванні приводів машин?

РОЗДІЛ 10

МЕТОДИ РЕЗЕРВУВАННЯ ПРИВОДІВ

Технічний рівень приводів безперервно зростає. Це проявляється в підвищенні енергетичних можливостей, здатності працювати в більш широкому спектрі дії збурюючих сил, зменшення габаритів і маси, підвищення потужності тощо. У той же час підвищення надійності звичними конструктивно-технологічними методами обмежене і не може привести до принципово нових якісних результатів. Наприклад, можна спроектувати та виготовити елемент приводу зі збільшеними запасами міцності при статичному і динамічному навантаженні, тобто забезпечити параметричну надійність, близьку до одиниці. Це не становить проблеми. Однак такий метод неминуче приводить до збільшенню маси приводу, що у багатьох випадках неприпустимо та не забезпечує працездатність при відмові інших елементів. Крім того, збільшення запасів міцності не можна застосовувати до елементів приводу (до електричних підсилювачів, моторів, гідророзподільників, елементів зворотних зв'язків тощо), які перетворюють сигнали малої потужності. Ці елементи не можуть бути значно спрощені або підсилені збільшенням запасів міцності через обмеження габаритів, маси та втрати потужності у статичному режимі.

Одним із шляхів підвищення надійності приводу при досягнутому рівні конструкторсько-технологічних властивостей елементів є резервування. Резервування принципово дозволяє створювати працездатні системи з елементів, надійність яких менша за надійність усієї системи.

Резервуванням називається метод підвищення надійності включенням у систему резервних (запасних) елементів (енергії). Будь-який метод резервування оснований на принципі надмірності. Це означає, що разом з основними елементами або запасами працездатності, необхідними для виконання заданих функцій, передбачаються надмірні елементи (запаси працездатності), які не є функціонально необхідні. Основний параметр, який характеризує резервування, –

кратність – відношення кількості резервних елементів до кількості тих, які резервуються, або основних. Якщо позначити n – загальну кількість елементів, e – кількість елементів, необхідних для нормального функціонування, $m = n - e$ – кількість резервних елементів. Кратність резервування визначається співвідношенням $\alpha = \frac{(n - e)}{e}$. Наприклад, якщо триканальний привід $n = 3$ виконує свої функції при роботі хоч би одного каналу ($e = 1$), то кратність резервування $\alpha = \frac{(3 - 1)}{1} = 2$.

Резервування, кратність якого дорівнює одиниці, називається дублюванням.

Тезу, наведену вище про те, що резервування дозволяє створювати систему, надійність якої вище за надійність окремих її елементів, ілюструє такий приклад. Нехай елемент системи має імовірність безвідмовної роботи $P_i = 0,7$. Система складена з чотирьох таких елементів, які ввімкнені паралельно і працюють одночасно. Для виконання робочих функцій достатньо одного працездатного елемента. У цьому випадку $n = 4$, $e = 1$, $\alpha = 3$.

Відповідно до рівняння (4.23) імовірність безвідмовної роботи системи

$$P = 1 - (1 - P_i)^{m+1} = 1 - (1 - 0,7)^{3+1} = 0,992,$$

тобто в 1,4 рази вище імовірності безвідмовної роботи елементів.

Методи резервування класифікують за ознаками, рис. 10.1.

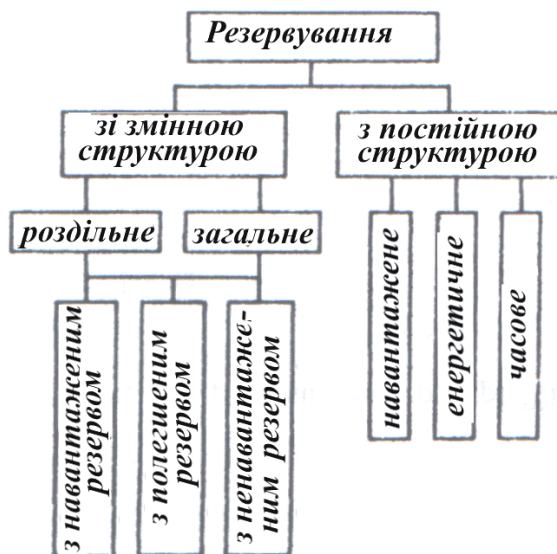


Рисунок 10.1 – Класифікація методів резервування

Усі методи резервування поділяються на резервування з постійною та зі змінною структурою. При резервуванні з постійною структурою технічну сис-

тему проектують та експлуатують з постійним складом елементів, необхідних для виконання функцій, у припущенні, що працездатність її у процесі експлуатації не порушується. Для компенсації порушень працездатності (відмов) передбачають надмірність за запасами міцності, запасами енергії та часу функціонування.

Навантажене резервування – це збільшення запасів міцності елементів по відношенню до сприйманого ними навантаження.

Енергетичне резервування – це забезпечення надмірною енергією порівняно з необхідною для нормального функціонування.

Часове резервування передбачає використання надмірного часу у випадку виникнення відмови.

Усі види резервування з постійною структурою є додатковими для резервування зі змінною структурою.

Резервування зі змінною структурою полягає в тому, що передбачається надмірність елементів або системи у цілому по відношенню до необхідних для нормального функціонування. Резервування може бути роздільним і загальним.

При *роздільному* резервуванні в технічній системі резервуються тільки окремі, найменш надійні елементи. Такий метод резервування ефективний, однак його не завжди можна реалізувати.

При *загальному* резервуванні резервується об'єкт у цілому. Як роздільне, так і загальне резервування може бути з навантаженим, полегшеним і ненавантаженим резервом.

Якщо резервні елементи знаходяться у тому ж режимі роботи, що й основні, то резерв вважається навантаженим. При цьому усі елементи системи функціонують одночасно. Такий метод резервування ефективний, однак не вигідний в енергетичному відношенні.

Коли резервні елементи знаходяться у вимкненому (неробочому) стані і до моменту їх ввімкнення через відмову основного елемента або чергового резервного не можуть втратити працездатність, резерв називають ненавантаженим.

Полегшеним вважається резерв, при якому резервні елементи знаходяться у менш навантаженому режимі, ніж основні.

Роздільне резервування в приводах застосовують у тих випадках, коли резервні елементи конструктивно сумісні з основними та не порушують функціонування приводу.

Роздільним способом резервуються фільтри, підшипники, золотникові гідророзподільники, вузли ущільнень, джерела живлення, датчики зворотного зв'язку тощо.

На рис. 10.2 показано схему резервування ущільнення штока гідро- або пневмодвигуна. Перша (основна) ступінь – манжета 2 з вусом, притискається до штока 1 тиском рідини в порожнині циліндра. Друга (резервна) ступінь – гумове кільце 3 круглого перерізу. Канал *a* в корпусі 4 циліндра з'єднує порожнини між двома ущільненнями.

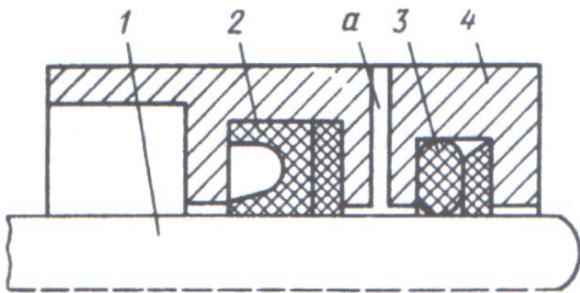


Рисунок 10.2 – Схема резервування ущільнення штока гідроциліндра

Золотникові гідророзподільники можуть резервуватися як з навантаженим резервом, так і з полегшеним. Як приклад на рис. 10.3 показано резервування золотникового гідророзподільника з полегшеним резервом.

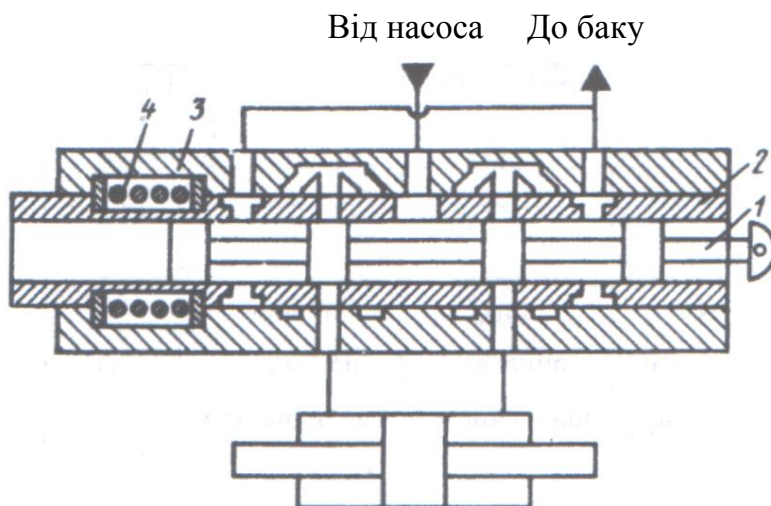


Рисунок 10.3 – Схема резервування золотникового розподільника з полегшеним резервом

При справному функціонуванні управління гідроциліндра відбувається при переміщенні золотника 1 відносно гільзи 2, що фіксується пружиною 4. У випадку, коли золотник заклинює зусилля управління, що діє на нього, починає переміщувати гільзу відносно корпусу 3, стискаючи пружину 4, при цьому гільза виконує функції золотника.

10.1. Ефективність роздільного резервування

Простою схемою роздільного резервування є система з паралельним з'єднанням елементів, рис. 10.4, де до основного елемента (0) паралельно підключають m резервних елементів. При такому резервуванні усі $m + 1$ елементів працюють на одне навантаження (тиск, витрата, зусилля тощо). При відмові основного елемента (0) вмикається перший резервний елемент, при відмові останнього починає працювати наступний і т. д. При відмові усіх $m + 1$ елементів виникає відмова системи. Передбачається, що ланцюги з'єднання елементів у перемикальні пристрої ідеальні, тобто працюють безвідмовно.

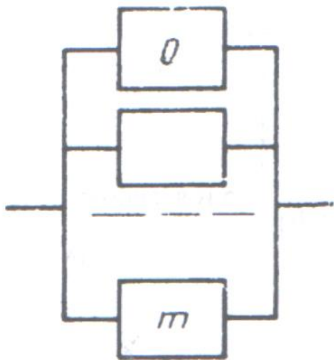


Рисунок 10.4 – Схема системи з паралельним з'єднанням елементів

Якщо резервування не передбачає відновлення елементів які відмовили, тобто система працює до відмови усіх елементів і відмови незалежні, то імовірність відмови системи із-за відмови $(m + 1)$ -го елемента дорівнює добутку відмов цих елементів:

$$q = \prod_{i=1}^{m+1} q_i(t).$$

Оскільки $q_i = 1 - P_i$, де P_i – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента, імовірність безвідмовної роботи системи $P(t)$ протягом часу t визначається залежністю

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^m [1 - P_i(t)]. \quad (10.1)$$

Якщо імовірність безвідмовної роботи усіх елементів однакова ($P_i = P_1$), то

$$P(t) = 1 - [1 - P_1(t)]^{m+1}. \quad (10.2)$$

При заданій імовірності безвідмовної роботи системи $P_{\text{пот}}$ з урахуванням залежності (10.2) можна знайти необхідну кількість m резервних елементів, при яких виконується умова $P(t) \geq P_{\text{пот}}$:

$$m = \frac{\ln(1 - P_{\text{пот}})}{\ln(1 - P_1)} - 1. \quad (10.3)$$

Якщо для усіх елементів характерним є експоненціальний закон відмов, то

$$P(t) = 1 - \prod_0^m (1 - e^{-\lambda_i t}) \approx 1 - \Lambda, \quad (10.4)$$

де λ_i – інтенсивність відмов: $\Lambda = \prod_0^m \lambda_i t$; якщо інтенсивність відмов однакова:

$$\lambda_i = \lambda, \text{ то } \Lambda = \lambda^{m+1}.$$

При виведенні залежностей (10.2) і (10.3) припускалося, що з'єднання елементів та перемикальний пристрій ідеальні. На практиці будь-який перемикальний пристрій має імовірність справної роботи $P_{\Pi} < 1$.

Розглянемо визначення надійності резервованої системи з урахування імовірності відмови перемикального пристрою. Можливі два варіанти: 1) перемикач Π в системі один, він послідовно включає резервні елементи, причому при відмові основного елемента і перемикача настає відмова системи, рис.10.5, а; 2) кожний резервний елемент має свій перемикач Π_i ; при відмові основного елемента $m + 1$, резервного m і $(m - 1)$ -го перемикача відбувається відмова системи, рис. 10.5, б.

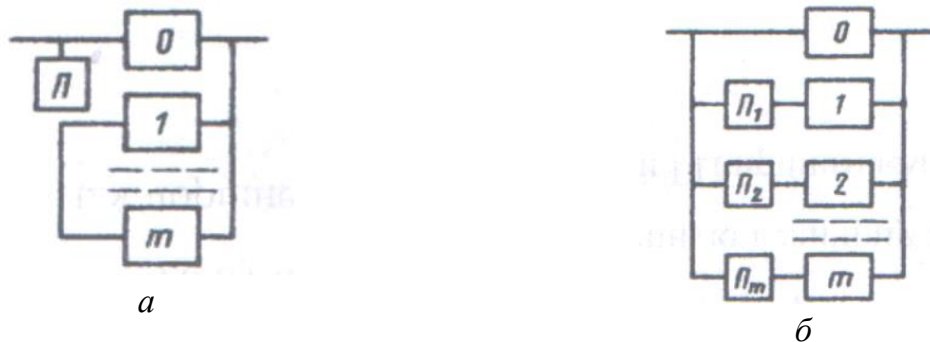


Рисунок 10.5 – Схеми резервування з пристроєм перемикання: а – з одним перемикачем; б – з перемикачем для кожного резервного елемента

Для першого варіанта імовірність безвідмовної роботи системи знаходять за повною формулою імовірності. Позначивши $P(t) = P$, $P_0(t) = P_0$ – імовірність безвідмовної роботи основного елемента, $P_i(t) = P_i$, отримаємо

$$\begin{aligned} P &= P_0 + (1 - P_0)P_{\Pi}P_1 + (1 - P_0)(1 - P_1)P_{\Pi}P_2 + \dots + (1 - P_0)(1 - P_1)(1 - P_{m-1})P_{\Pi}P_m = \\ &= P + P_{\Pi}(1 - P_0) \prod_{i=0}^m P_i \prod_{i=1}^{m-1} (1 - P_j). \end{aligned} \quad (10.5)$$

Для випадку $P_i = P_1$

$$P = P_0 + P_n(1 - P_0) \left[P_1 + P_1(1 - P_1) + P_1(1 - P_1)^2 + \dots + P_1(1 - P_1)^{m+1} \right].$$

В останньому рівнянні у квадратних дужках наведено геометричну прогресію, що спадає із знаменником $(1 - P_1)$, сума членів такої прогресії дорівнює $1 - (1 - P_1)^m$. З урахуванням цього рівняння (10.5) подамо, у вигляді

$$P = P_0 + P_n(1 - P_0) \left[1 - (1 - P_1)^m \right]. \quad (10.6)$$

Для другого варіанта (рис. 10.5, б), приймаючи, що перемикачі та резервні елементи відмовляють незалежно, можна знайти надійність $(n - 1)$ -ї підсистеми, яка містить послідовно з'єднаний перемикач з елементом

$$P_j = P_{pi} P_i. \quad (10.7)$$

Оскільки система має ідеальні перемикачі,

$$P = P_0 + (1 - P_0) P_p, \quad (10.8)$$

де P_p – імовірність безвідмовної роботи резервної системи з одним ідеальним перемикачем;

$$P_p = 1 - \prod_{i=0}^m (1 - P_j). \quad (10.9)$$

Підставляючи вираз (10.9) у формулу (10.8) та враховуючи залежність (10.7) отримали

$$P = P_0 + (1 - P_0) \left[1 - \prod_{i=1}^m (1 - P_{pi} P_i) \right]. \quad (10.10)$$

Якщо $P_j = P_{pi} P_i = P_n P_1$, то формула (10.10) спрощується:

$$P = P_0 + (1 - P_0) \left[1 - (1 - P_1 P_n)^m \right]. \quad (10.11)$$

Для порівняння схем резервування (рис. 10.5, а, б) визначимо граничні імовірності безвідмовної роботи систем при $m \rightarrow \infty$, коли кількість резервних елементів необмежено зростає. Для схеми, зображеної на рис. 10.5, а:

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \left\{ P_0 + P_n(1 - P_0) \left[1 - (1 - P_1 P_n)^m \right] \right\} = P_0 + P_n(1 - P_0) < 1; \quad (10.12, а)$$

для схеми, зображеної на рис. 10.5, б:

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \left\{ P_0 + (1 - P_0) \left[1 - (1 - P_1 P_n)^m \right] \right\} = P_0 + (1 - P_0) = 1. \quad (10.12, б)$$

З виразу (10.12, б) слідує, що при будь-якій надійності елементів та перемикачів у схемі, зображеній на рис 10.5 б, можна отримати необмежену високу

надійність шляхом збільшення кількості резервних елементів.

Для системи із спільним перемикачем, рис. 10.5 *a*, при недостатній надійності перемикача введення додаткових резервних елементів практично не підвищує надійність системи.

Ефективність резервування можна характеризувати відносним коефіцієнтом підвищення імовірності безвідмовної роботи, який можна подати відношенням вигляду

$$E = \frac{P - P_0}{P_0}. \quad (10.13)$$

Для резервування з ідеальним перемикачем

$$E = \frac{1 - (1 - P_1)^{m+1} - P_0}{P_0}. \quad (10.14)$$

У випадку, коли імовірність безвідмовної роботи елементів однакова ($P_0 = P_1$), з виразу (10.14) слідує, що при $P_1 \rightarrow 1$ $E \rightarrow 0$, а при $P_1 \rightarrow 0$ $E \rightarrow \infty$. Це означає, що роздільне резервування доцільно застосовувати для елементів, які мають низьку імовірність безвідмовної роботи. Ефективність резервування зі зростанням кількості резервних елементів m збільшується та досягає насичення при $m = 2 \dots 3$, рис. 10.6. Отже, недоцільно збільшувати кількість резервних елементів більше за три.

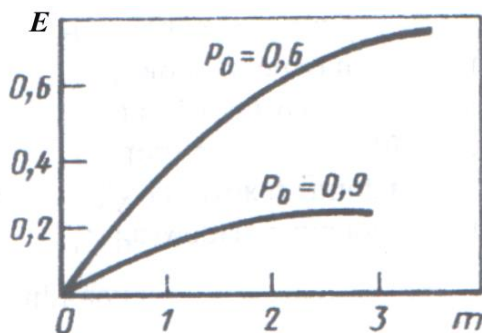


Рисунок 10.6 – Залежності ефективності резервування від кількості резервних елементів

10.2. Загальне резервування

Припустимо, що система містить n елементів та резервується m такими резервними системами, рис. 10.7. Резервована система буде працездатною, якщо працездатна основна система або одна з резервних систем.

Загальне резервування, у якому систему, що відмовила, може замінити будь-яка з m резервних систем, називається ковзним. Вважаємо, що відмови усіх елементів незалежні та імовірність безвідмовної роботи протягом часу t

усіх елементів однакова ($P_i = P_1$). Тоді імовірність безвідмовної роботи резервованої системи дорівнює імовірності того, що відмовить не більше m систем із загальної кількості $m + 1$, тобто імовірність визначається біноміальним розподіленням

$$P = \sum_{i=0}^m C_n^i P_i^{n-1} (1 - P_1)^i, \quad (10.15)$$

де $C_n^i = \frac{n!}{i!(n-i)!}$ – біноміальний коефіцієнт.

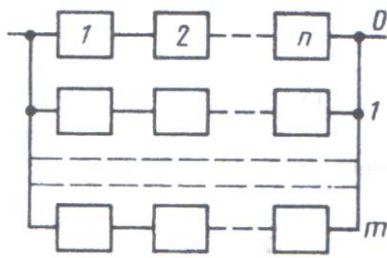


Рисунок 10.7 – Схема загального резервування

Внаслідок того, що при загальному резервуванні доводиться мати справу з елементами, у яких можливі відмови типу «обриву» або «короткого замикання» (втрата герметичності або закупорювання), а усі основні і резервні елементи замикаються на спільний вихід, необхідні пристрої перемикавання та системи контролю працездатності. Ці пристрої повинні провадити індикацію відмов і відмикати несправну систему, щоб виключити відмову усієї резервованої системи. Імовірність безвідмовної роботи перемикаючих пристроїв або систем контролю, як і будь-яких технічних систем, менше одиниці. Тому при їх відмові надійність усієї резервованої системи буде суттєво знижена. Відмови перемикаючого пристрою у функціонування резервованої системи вносять похибки двох видів: неправдиве спрацювання і невиявлена відмова.

Неправдиве спрацювання (імовірність появи $q_{нс}$) – це відключення працездатної підсистеми (каналу резервування). Невиявлена відмова (імовірність появи q_n) – це невиявлення несправного каналу і відключення його. З урахуванням вказаних похибок перемикаючих пристроїв функціонування будь-якої резервованої системи подається таким чином. Нехай резервована система містить n підсистем з однаковими характеристиками, з яких m є резервними. Система функціонує згідно заданого алгоритму тільки тоді, коли працездатні $n - m$ підсистем, а ті, що відмовили (включно до m підсистем), виключені перемикаючим пристроєм.

Процес еволюції (переходу із стану в стан) системи в проміжку часу Δt

показано на рис. 10.8 (AC – аварійний стан, коли в одній з підсистем має місце відмова, B – відмова усієї резервної системи, $HВ$ – неправдиве відключення справної системи).

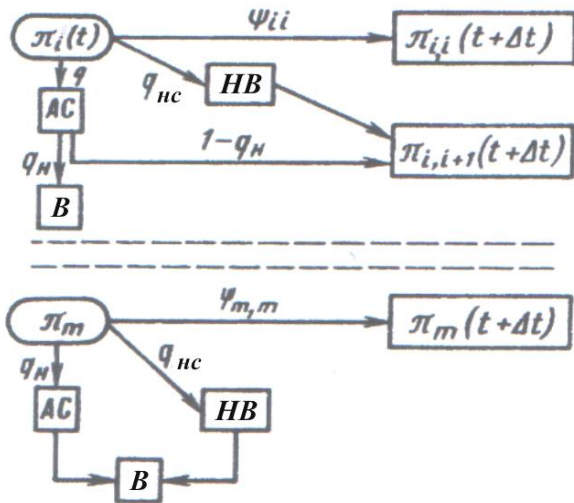


Рисунок 10.8 – Схема еволюції резервованої системи

Перехід системи з одного стану в інший описується функціями переходу ψ_{ij} . $\Pi_0(t)$ – імовірність нульового стану, коли n підсистем працездатні, $\Pi_1(t)$ – імовірність першого стану, коли працездатні $n - 1$ підсистем, а підсистема, яка знаходиться в аварійному стані, відключена; $\Pi_2(t)$ – імовірність другого стану, коли працездатні $n - 2$ підсистем, а дві підсистеми, які знаходяться в аварійному стані, відключені; $\Pi_m(t)$ – імовірність m -го стану, коли працюють $n - m$ підсистем, а усі несправні відключені.

Зі стану m резервована система переходить до стану відмови, коли відбувається неправдиве відключення справної підсистеми або коли підсистема знаходиться у стані відмови, а система контролю не виявила цієї відмови.

Оскільки перераховані стани несумісні, імовірність появи m станів за проміжок часу від 0 до t , тобто імовірність справного функціонування системи визначається за залежністю

$$P_p(t) = \sum_{i=0}^m \Pi_i(t). \quad (10.16)$$

Розглянемо докладніше процес еволюції системи за проміжок часу Δt , до початку якого вона знаходилась в одному з i -х станів.

За проміжок часу $t + \Delta t$ залежно від стану підсистем і перемикаючого пристрою резервована система може знаходитися в i -му стані, перейти в $(i + 1)$ -й стан або в стан відмови. Імовірність того, що резервована система до моменту часу $t + \Delta t$ буде знаходитися в i -му стані визначається залежністю

$$\prod_{i,i}(t + \Delta t) = [1 - q(t, t + \Delta t)][1 - q_{\text{нс}}(t, t + \Delta t)] \prod_i(t), \quad (10.17)$$

де $q(t, t + \Delta t)$ – умовна імовірність того, що система за час Δt перейде зі стану i в аварійний за умови, що в момент часу t вона знаходилася у працездатному стані; $q_{\text{нс}}(t, t + \Delta t)$ – умовна імовірність того, що за час Δt відбудеться хибне спрацювання, тобто відключення справної системи.

У $(i + 1)$ -й стан резервована система перейде тоді, коли відбудеться неправдиве відключення однієї із справних систем або коли перемикаючий пристрій виявить непрацездатний стан однієї з підсистем і відключить її.

Імовірність переходу із i -го в $(i + 1)$ -й стан

$$\prod_{i,i+1}(t + \Delta t) = [q_{\text{н}}(t, t + \Delta t) + q(t, t + \Delta t)] (1 - q_{\text{нс}}). \quad (10.18)$$

Аналогічно описується еволюція усіх станів $0 \dots m$ резервованої системи.

У [40] доведено, що зміна надійності резервованої системи є випадковим процесом, який описується системою диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами.

Імовірність безвідмовної роботи резервованої системи визначається рівнянням [40]

$$P_p = \sum_{i=0}^m C_n^i P_1^{n-i} (1 - P_1)^i K_{\text{п}}, \quad (10.19)$$

де $K_{\text{п}} = (1 - q_{\text{нс}})^{n-1} (1 - q_{\text{н}})^i$ – коефіцієнт, що характеризує надійність переключення; при $q_{\text{нс}} > 0$ та $q_{\text{н}} > 0$ $K_{\text{п}} > 1$; при $q_{\text{нс}} = q_{\text{н}} = 1$ $K_{\text{п}} = 0$, тобто при ненадійних перемикачах резервована система стає ненадійною.

10.3. Ефективність загального резервування

Перемикаючий пристрій або система контролю у резервованій системі вимірювання параметрів, що характеризують працездатність підсистем, повинні класифікувати стан підсистеми. Вимірювання параметрів (переміщень, тиску, витрати, швидкості тощо) здійснюється з визначеною точністю. Висновок про придатність системи до подальшого використання робиться за співвідношенням виміряного значення параметра до номінального значення, межі поля допусків тощо.

Якщо різниця між номінальним значенням параметра і вимірним сумірна з похибкою контролю, то можлива неправильна класифікація станів.

Значення імовірності похибок результатів контролю типу «неправдива

відмова» ($q_{\text{нс}}$) і «невиявлена відмова» ($q_{\text{н}}$) є функціями точності системи контролю, закону розподілення вимірювань параметрів, рівня перешкод та інших факторів. Причина появи неправдивих і невиявлених відмов для нормальних законів розподілення параметрів і вимірювань ілюструється схемою, зображеною на рис. 10.9, де позначено: $f(y)$ – щільність розподілення вимірюваного параметра, за яким контролюють стан приводу; $f(D)$ – щільність розподілення результатів вимірів датчиком перемикаючого пристрою; $f(y_{\text{д}})$ – щільність розподілення допустимого значення контрольованого параметру. Допустиме значення визначається умовами працездатності.

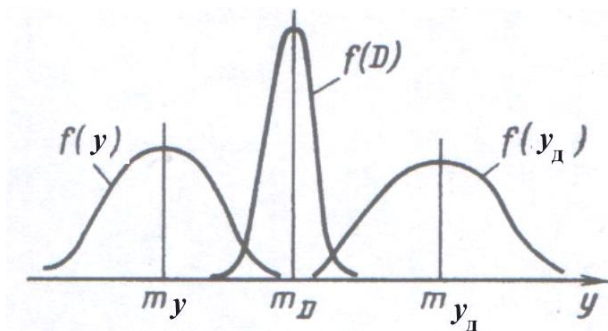


Рисунок 10.9 – Закони розподілення контрольованих параметрів

У результаті поєднання законів розподілення контрольованого параметра, його допустимого значення і точності контролю перемикаючий пристрій може сформував неправдивий сигнал, тобто відключити справну систему або не виявити втрату нею працездатності. Перемикаючий пристрій сформує неправдивий сигнал (визнає працездатну систему непрацездатною), якщо одночасно реалізуються такі співвідношення між результатами контролю і станом системи:

$$y < Y_{\text{д}}; \quad D < y,$$

і не виявить втрату працездатності, тоді

$$y < Y_{\text{д}}; \quad Y_{\text{д}} < D,$$

де $Y_{\text{д}}$ – допустиме значення контрольованого параметра; D – результат його вимірювання пристроєм перемикавання.

Введемо позначення:

$$z_1 = y - Y_{\text{д}}; \quad z_2 = D - y; \quad z_3 = Y_{\text{д}} - y; \quad z_4 = Y_{\text{д}} - D.$$

Тоді імовірності будь-яких неправдивих і невиявлених відмов у загальному випадку визначаються як:

$$q_{\text{нс}} = \text{Вер}(z_1 < 0, z_2 < 0) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-y}^{\infty} f(y) dy \int_{-\infty}^y f(D) dD \right] f(y) dy;$$

(10.20)

$$q_H = \text{Вер}(z_{31} > 0, z_4 > 0) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-y}^y f(y) dy \int_y^{\infty} f(D) dD \right] f(y) dy.$$

Залежності (10.20) дозволяють принципово визначити імовірності неправдивих і невиявлених відмов для будь-яких законів розподілення, однак обчислення цих багатовимірних інтегралів є складним завданням.

Якщо контрольований параметр, межі його зміни і результати вимірів розподілені нормально, то імовірності неправдивих і невиявлених відмов визначаються просто через функцію нормального розподілення:

$$q_{\text{нс}} = [0,5 + \Phi(h_{z_1})][0,5 + \Phi(h_{z_2})]; \quad (10.21)$$

$$q_H = [0,5 + \Phi(h_{z_3})][0,5 + \Phi(h_{z_4})].$$

$$\text{де } h_{z_1} = \frac{m_y - m_{Y_d}}{\sqrt{\sigma_{Y_d}^2 + \sigma_y^2}}; \quad h_{z_2} = \frac{m_D - m_y}{\sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_y^2}}; \quad h_{z_3} = \frac{m_{Y_d} - m_y}{\sqrt{\sigma_{Y_d}^2 + \sigma_y^2}}; \quad h_{z_4} = \frac{m_{Y_d} - m_D}{\sqrt{\sigma_{Y_d}^2 + \sigma_D^2}},$$

де m_y , m_{Y_d} та σ_y , σ_{Y_d} – математичне очікування та дисперсія контрольованого параметра і його допустиме значення; m_D та σ_D – математичне очікування та дисперсія параметра налаштування датчика перемикаючого пристрою.

Імовірність похибок залежить від статистичних характеристик закону розподілення m_i , σ_i . Як впливає із залежності (10.21), зміною налаштування датчика неможливо одночасно зменшити імовірність похибок. Зі зменшенням імовірності неправдивих сигналів збільшується імовірність невиявлення відмов та навпаки. Однак можна ввести сумарну характеристику точності системи $\gamma = q_{\text{нс}} + q_H$, яка має мінімальне значення при певних значеннях параметра налаштування датчика m_D .

У кожному конкретному випадку застосування налаштування датчика повинно визначатися, виходячи з вимог до точності контролю. Якщо похибки контролю рівнозначні, то налаштування повинно проводитися за умови отримання мінімуму γ_{\min} .

Ефективність загального резервування приводу визначається аналогічно до виразу (10.13):

$$E = \frac{P_p - P}{P}, \quad (10.22)$$

де P – імовірність безвідмовної роботи нерезервованого приводу.

У машинобудуванні загальне резервування здійснюється для найбільш відповідальних частин або усього приводу. В даному випадку основна підсистема є частиною приводу або увесь привід і до них паралельно підключаються резервні частини (привід), подібні основним. Підсистеми мають перемикаючі пристрої, які контролюють стан приводу і в разі настання аварійного стану відключають несправні підсистеми. У даному випадку $P = P_i$, загальна кількість підсистем $n = m + 1$.

Підставляючи в формулу (10.22) вираз (10.19), отримуємо

$$P_p = \sum_{i=0}^m C_n^i P_1^{n-i} (1 - P_1)^i K_n - 1. \quad (10.23)$$

Таким чином, ефективність резервування залежить від імовірності безвідмовної роботи приводу, кратності резервування і кількості резервних приводів та коефіцієнта надійності перемикаючого пристрою.

При низькій надійності приводу ($P < 1$) ефективність резервування зі збільшенням кількості резервних підсистем зростає та прагне до P_{\max} при визначеній оптимальній кількості резервних підсистем. Умова, з якої можна знайти максимальну ефективність та оптимальну кількість резервних підсистем, визначається рівнянням

$$\frac{\partial E(P_i, m, K_n)}{\partial m} = 0. \quad (10.24)$$

З рівняння (10.24) принципово можна визначити оптимальне значення $m_{\text{опт}}$, при якому має місце $P_{\text{р max}}$.

При високій надійності приводу ($P_1 \rightarrow 1$) ефективність резервування прагне до нуля. Похибка перемикаючого пристрою знижує ефективність резервування.

Оптимальну кількість резервованих систем за залежністю (10.24) у кінцевому вигляді визначити складно, оскільки диференціювання треба проводити за шуканим параметром, який визначається сумою ряду. Тому оптимальні значення $m_{\text{опт}}$ та $P_{\text{р max}}$ знаходять прямими обчисленнями за виразом (10.23) при різних значеннях p_i , m , $q_{\text{нс}}$ і $q_{\text{н}}$.

На рис. 10.10 показані залежності ефективності резервування при різних коефіцієнтах надійності перемикаючого пристрою. З аналізу залежностей слідує, що зі збільшенням надійності приводу зменшується необхідна кількість ре-

зервованих підсистем. Ефективність резервування зменшується також зі зростанням надійності приводу. На ефективність резервування сильно впливає імовірність неправдивих та невиявлених відмов, причому зі зростанням надійності приводу цей вплив підсилюється.

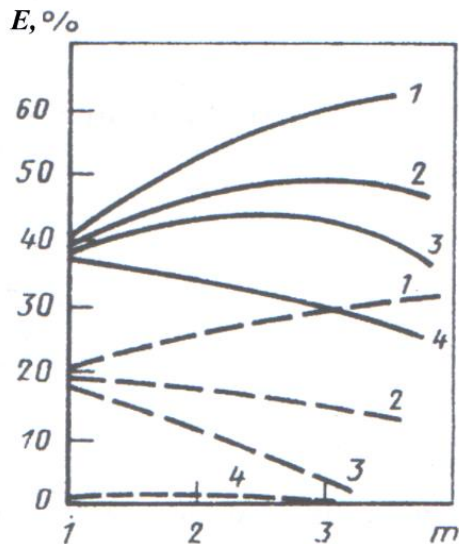


Рисунок 10.10 – Залежність ефективності загального резервування від кількості резервованих підсистем:

— $P_t = 0,6$; — — — $P_t = 0,8$;
 1 — $q_{нс} = q_n = 0,2$; 2 — $q_{нс} = 0,1$, $q_n = 0,3$;
 3 — $q_{нс} = 0$, $q_n = 0,1$; 4 — $q_{нс} = q_n = 0,1$

10.4. Оптимальне резервування

Розглянемо задачу знаходження оптимальної кількості резервних елементів або каналів у багатоканальному приводі.

Нехай багатоканальний привід включає n одночасно працюючих однотипних каналів, імовірність безвідмовної роботи кожного з яких P . Система містить m резервних каналів. Приймаємо, що імовірність безвідмовної роботи основних і резервних каналів елементів однакова, відмови основних та резервних елементів незалежні.

Для вибору кількості резервних елементів як критерій оптимізації можна прийняти середню імовірність виконання завдання одним з основних елементів при наявності m резервних:

$$P_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n}, \quad (10.25)$$

де P_i — імовірність безвідмовної роботи i -го елемента з урахуванням резервування.

Якщо прийнято роздільне резервування, тобто кожен з резервних елементів дублює певний основний елемент, то для кожного з m дубльованих елементів імовірність безвідмовної роботи складе $P + (1 - P)P_p$, а для $n - m$ нерезерво-

ваних – P , де P_p – імовірність безвідмовної роботи резервних елементів. Тоді середня імовірність

$$P_{cp} = \frac{1}{n} \{ m[P - (1 - P)P_p] + (n - m)P \} = P + \frac{m}{n}(1 - P)P_p. \quad (10.16)$$

Якщо $P = P_p$, то

$$P_{cp} = P \left[1 + \frac{m}{n}(1 - P) \right]. \quad (10.27)$$

Для загального резервування відповідно до виразу (8.56)

$$P_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^m C_n^i P^{n-i} (1 - P)^i. \quad (10.28)$$

Покладаємо, що відомі вартості C одного основного і C_p одного резервного елемента. Як критерій оптимізації приймаємо мінімум функції $L(m)$ – середньої вартості рішення задачі системою, що включає n основних і m резервних елементів. Функцію $L(m)$ можна подати як відношення вартості системи $Cn + C_p m$ до математичного очікування кількості успішних рішень завдання приводом $P_{cp}(m)$ n , тобто

$$L'(m) = \frac{Cn + C_p m}{P_{cp}(m)n}. \quad (10.29)$$

Введемо відносну вартість одного резервного елемента $\bar{C}_p = \frac{C_p}{C}$. Тоді критерійна функція набуде вигляду

$$L(m) = \frac{L'(m)}{C} = \frac{1 + \bar{C}_p m}{P_{cp}(m)}. \quad (10.30)$$

Залежності (10.28) і (10.29) або (10.30) дозволяють сформулювати постановку завдання пошуку мінімуму нелінійної дискретної функції від одного змінного m при заданих значеннях \bar{P} , C_p , n :

$$\frac{1 + \frac{C_p m}{C}}{P_{cp}(m)} = \min; \quad P_{cp}(m) = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^m C_n^i P^{n-i} (1 - P)^i. \quad (10.31)$$

Аналіз системи (10.31) показує, що резервування доцільно за прийнятим критерієм тоді, коли середня вартість резервованої системи менша, ніж відповідна вартість нерезерованої системи ($P_{cp}(m=0) = P$), тобто при виконанні умови

$$1 + \frac{\frac{\bar{C}_p m}{n}}{P_{cp}(m)} < \frac{1}{P}.$$

Результати рішення завдання (10.31) при $n = 3$, $P = 0,8$ і $\bar{C}_p = 0,8$ наведено на рис. 10.11. З графіків слідує, що оптимальному варіанту при прийнятих умовах відповідає $m = 2$.

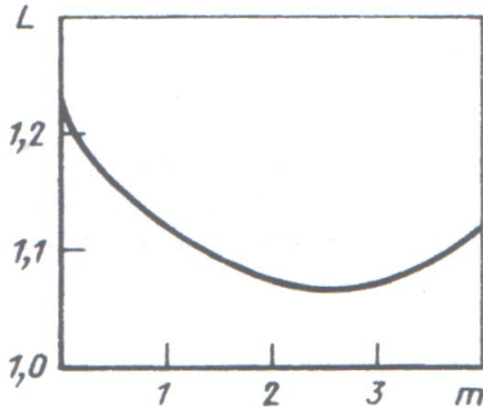


Рисунок 10.11 – Залежність критерійної функції L від кількості резервних блоків

Запитання для самоконтролю

1. Що розуміють під резервуванням?
2. Дайте класифікацію методів резервування.
3. Яка різниця між роздільним і загальним резервуванням?
4. Ефективність роздільного резервування.
5. Напишіть рівняння імовірності безвідмовної роботи елемента при роздільному резервуванні.
6. Нарисуйте схеми резервування з перемикаючим пристроєм.
7. Нарисуйте схему загального резервування.
8. До яких похибок призводить функціонування перемикаючих пристроїв при загальному резервуванні?
9. Запишіть залежність для визначення ефективності загального резервування.
10. За яким критерієм проводять оптимізацію резервованого приводу?

РОЗДІЛ 11

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДІВ

Залежно від умов експлуатації гідроприводи розподіляються на такі види:

- промислові, які працюють у зачинених приміщеннях, що обігріваються, з міжремонтним строком від 5 000 до 15 000 годин роботи (у більшості випадків температура оточуючого середовища під час експлуатації промислових гідроприводів знаходиться в межах $0 +35^{\circ}\text{C}$);

- польові, які експлуатуються в різних умовах, найчастіше – в мобільних машинах палубних пароплавних пристроїв, стаціонарних польових спорудах тощо. Такі гідроприводи виконуються за чотирма типами залежно від кліматичних умов експлуатації:

- традиційний тип передбачає експлуатацію в помірному кліматі з морозами до -35°C та температурою до $+3,5^{\circ}\text{C}$ влітку, тривалими осінніми і весняними періодами з температурою від $+15$ до -15°C при вологості 100 %;

- північний тип передбачає експлуатацію при морозі до -55°C ;

- тропічний тип для посушливого клімату зі змінами температури від -10 до $+55^{\circ}\text{C}$ при малій вологості передбачає можливість великого заповнення пилом;

- тропічний тип для вологого клімату зі змінами температури від $+3$ до $+45^{\circ}\text{C}$ при вологості 100 % передбачає можливість впливу морської води;

- періодичного використання з постійною готовністю роботи з короткочасними періодами при форсованих режимах і тривалими простоями;

- спеціальні, які суттєво відрізняються від інших, наприклад, авіаційні.

Монтаж, технічне обслуговування (ТО), технічне діагностування та ремонт гідроприводів проводиться відповідно до експлуатаційної і ремонтної документації на гідропривід або на машину, де установлений цей гідропривід,

розробленої за вимогами ГОСТ 2.601-68 та ГОСТ 2.602-68. Загальні правила безпеки монтажу та експлуатації гідроприводів наведені в ГОСТ 12.2086-83; заходи щодо захисту працюючого персоналу від можливого впливу небезпечних і шкідливих факторів – у ГОСТ 12.0.003-74.

Основні причини, що призводять до неполадок у гідроприводах верстатів та методи їх усунення, наведені в додатку А.

11.1. Технічне обслуговування гідроприводів

11.1.1. Вимоги до монтажу та пробного пуску гідроприводу.

Транспортування агрегатів і вузлів гідроприводу до місця монтажу, до ремонту та із ремонту треба здійснювати в спеціальній тарі або упаковці, щоб запобігти ушкодженню агрегатів і вузлів. Оснащення приміщень, робочих місць, технологія розконсервації і монтажу повинні запобігати потраплянню в гідросистему металевої стружки та бруду.

Технологічні заглушки, прокладки та подібні деталі, які захищають внутрішні порожнини гідропрістроїв від забруднення, після розконсервації повинні бути установлені на свої місця, їх остаточне усунення треба проводити безпосередньо перед монтажем гідроагрегату. Забороняється монтаж гідропрістроїв з механічними ушкодженнями зовнішніх та ущільнюючих поверхонь, з дефектами приєднуваних різьб, а також із тріщинами у трубопроводах і зварних швах.

Трубопроводи для монтажу гідроприводу повинні бути очищені від окалини, іржі та бруду. Різьби трубопровідних з'єднань перед монтажем повинні бути змащені робочою рідиною. Монтаж гнучких трубопроводів (металево-гумових рукавів) треба проводити без їх скручування, згинання радіусом не менше допустимого, а також запобігати механічному ушкодженню зовнішньої поверхні гуми в процесі експлуатації.

Ущільнення перед монтажем треба очистити від забруднень і змастити робочою рідиною або іншим мастильним матеріалом, інертним до матеріалу ущільнювача. Якщо ущільнення зберігались при температурі нижче 0 °С, то перед монтажем їх треба видержати при температурі +(20+5) °С протягом доби або при температурі +50 °С протягом години.

Монтуючи гідроприводи, потрібно застосовувати тільки штатний слюсарний інструмент.

Перед пробним пуском після монтажу гідроприводу необхідно виконати

такі роботи:

- перевірити за гідросхемою правильність з'єднань трубопроводів;
- перевірити затяжку з'єднань, трубопроводів, а також затяжку їх кріплення до стикових поверхонь гідроприскоїв;
- перевірити кріплення насосів, гідродвигунів та інших гідроприскоїв;
- повністю послабити регулювальні пружини запобіжних гідроклапанів (за винятком випадків, коли запобіжні гідроклапани відрегульовані та опломбовані або закриті замком на заводі-виробнику);
- перевірити правильність підключення електричного заземлення;
- залити робочу рідину в гідробак до потрібного рівня та в насоси;
- відкрити пристрої, що випускають повітря із гідросистеми (вони зазначені в експлуатаційній документації);
- короточасним включенням перевірити правильність напрямку обертання валів електродвигунів насосів (якщо привід насосів електричний);
- включенням насоса заповнити гідросистему робочою рідиною (для насосів, які регулюються, включення провести при мінімальній подачі);
- при короточасній роботі гідроприводу видалити повітря із гідросистеми, після цього закрити пристрій, що випускає повітря, або затягти різьбові з'єднання трубопроводів та долити робочу рідину в гідробак до потрібного рівня.

Після пробного пуску проводять пусконаладжувальні роботи, обсяг та послідовність яких визначається конструкцією і призначенням гідроприводу (ці роботи наведені в експлуатаційній документації).

Налаштування максимального тиску гідроприводу здійснюється запобіжним клапаном або регулятором тиску насосів. При наявності в гідроприводі гідророзподільників, які забезпечують розвантаження насоса, налаштування проводиться при установлюванні розподільника в потрібне положення (згідно із гідравлічною схемою). Величина тиску налаштування завжди зазначена в експлуатаційній документації.

Після настроювання гідроприводу в налагоджувальному режимі (якщо є такий режим) його роботу перевіряють в робочому режимі. У цьому режимі перевіряють спрацювання гідроапаратів з дорожнім (електричним та механічним) управлінням від рухомих частин машини і управлінням за тиском, блокувальних пристроїв, перевіряють і регулюють час кожного переходу та час циклу. Після закінчення регулювання треба законтрувати та опломбувати або

замкнути органи управління, які зазначені в експлуатаційній документації.

При проведенні пусконаладжувальних робіт треба промити гідросистему робочою рідиною протягом часу, зазначеного в експлуатаційній документації, але не менше 8 годин для гідросистем з аксіально-поршковими гідромашинами та слідкувальними розподільниками і не менше 4 годин для інших гідросистем.

Гідропривід приймається в експлуатацію у складі гідрофікованої машини на підставі аналізу результатів пробного пуску, безпеки експлуатації та укомплектованості гідроприводу.

11.1.2. Технічне обслуговування гідроприводів. Нові гідрофіковані машини та ті, що пройшли капітальний ремонт, перед експлуатацією повинні бути обкатані відповідно до експлуатаційної або ремонтної документації на ці машини.

Для гідроприводів мобільних гідрофікованих машин при необхідності встановлюють такі види технічного обслуговування (ТО): при підготовці до експлуатаційної обкатки нової машини або тої, яка пройшла капітальний ремонт; при експлуатаційній обкатці; по закінченні експлуатаційної обкатки; щозмінне (ЩТО); сезонні (при переході до весняно-літнього та осінньо-зимового періодів експлуатації): періодичне; при особливих умовах експлуатації; за потребою.

Для гідроприводів стаціонарних машин встановлюють такі види ТО: щозмінне; періодичне; за потребою.

У загальному випадку при ЩТО треба перевіряти: рівень робочої рідини в гідробаці; робочий тиск (якщо є манометри в гідроприводі); тиск у газовій порожнині гідроаккумулятора (при наявності манометра), при необхідності гідроаккумулятор необхідно підзарядити; відсутність зовнішніх витоків; стан (відсутність ушкоджень) манометрів та вакуумметрів; шум та вібрацію (на слух та візуально); температуру робочої рідини в гідробаці після роботи гідроприводу у робочому режимі протягом 3 годин (при наявності засобів вимірювання в гідроприводі); забруднення фільтрів (при наявності індикатора забрудненості); відсутність самочинного опускання механізмів гідрофікованої машини, переміщуваної у вертикальній площині.

Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді наведений у додатку В. Через 50 годин після початку експлуатації гідроприводу, а далі не рідше ніж через кожні 6 місяців, треба проводити відбір проби робочої рідини для фізико-

хімічного аналізу. При аналізі необхідно визначити кінематичну в'язкість при 50 °С, вміст води, клас чистоти за ГОСТ 17216-71 та кисневе число.

Мінеральне масло, що використовується як робоча рідина, треба замінити при виході хоча б одного з таких показників за вказані межі, тобто якщо: в'язкість змінюється більш ніж на 20 % порівняно з вказаною в експлуатаційній документації; вміст води становить більше 0,1 %; клас чистоти не відповідає вказаному в експлуатаційній документації та не досягається очисткою на станції обслуговування; кисневе число збільшиться більше, ніж на 30 % порівняно з кисневим числом, вказаним у сертифікаті на робочу рідину.

При заміні робочої рідини треба: злити робочу рідину з гідробака та гідросистеми, попередньо розігрівши її до робочої температури; очистити гідробак від бруду, промити і насухо протерти або висушити (якщо дозволяє конструкція гідробака та гідрофікованої машини); замінити або промити фільтроелементи; очистити магнітні сепаратори від феромагнітних частинок; залити робочу рідину в систему відповідно до інструкції.

Заміну фільтроелемента треба проводити при досягненні найбільшого значення перепаду тиску на фільтрі або в строки, визначені в експлуатаційній документації. Одночасно із заміною фільтроелемента проводять видалення осаду з корпусу фільтра.

Регенерація робочої рідини. При регенерації мінеральних масел відновлюють такі показники якості: кількість механічних домішок та води, кисневе число, в'язкість – зольність. Часткову регенерацію робочої рідини, забрудненої механічними домішками та водою, рекомендується проводити відстоюванням з підігрівом у відстійнику з конусним дном, забезпеченим паровим змішувачем або електропідігрівачем та спускним краном відстою. Відстояну робочу рідину необхідно очистити автономним очисним агрегатом до потрібного класу чистоти.

11.1.3. Ремонт гідроприводу. Встановлюються такі види планового ремонту:

- поточний та капітальний – для гідроприводів мобільних машин;
- поточний, середній та капітальний – для гідроприводів стаціонарних машин.

Приблизний обсяг робіт при планових ремонтах наведений у додатку В. Позаплановий ремонт проводять для усунення відмови або несправностей, що виникають при експлуатації машин, у проміжку між плановими роботами з ТО

та ремонту.

Поточний та капітальний ремонт можна проводити як у планові строки, так і незалежно від них – шляхом діагностування, що виявляє технічний стан гідроприводу та пристроїв і прогнозує залишковий ресурс.

З метою скорочення строків, підвищення якості ремонту поточний та капітальний ремонти повинні приводитися переважно агрегатним та агрегатно-вузловим методами. Після закінчення ремонту треба провести промивку гідросистеми.

11.2. Технічне обслуговування робочої рідини

Робоча рідина виконує у гідроприводах важливі і різноманітні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захист деталі від корозії, евакуація продуктів відпрацьовування [27]. Комплекс вимог, які пред'являються до робочої рідини, значною мірою залежить від функцій, що виконує гідропривід, та докладно описаний у роботах [27, 33] й ін. Причому зі зростанням тиску та розширенням діапазону температур й інших параметрів гідроприводу значимість параметрів робочої рідини зростає [33, 43]. Робоча рідина універсального призначення поки нестворена, оскільки вона повинна задовольняти широкому ряду найчастіше суперечливих вимог. Таким чином, оптимальний вибір типу робочої рідини, яка забезпечує безвідмовну та економічну експлуатацію, є творчим завданням. Основні характеристики робочих рідин, які використовуються в авіаційних та машинобудівних об'ємних гідроприводах та вимоги до них, докладно описані в роботах [27, 33, 43]. Основні вихідні параметри для визначення типу робочої рідини:

- діапазон температур оточуючого середовища і характер змін температур у цьому діапазоні;
- максимальна можлива температура в сталому режимі роботи;
- тиск робочої рідини в гідроприводі;
- гранична тривалість експлуатації гідравлічної системи без зміни мастила;
- трудомісткість зміни мастила;
- властивості матеріалів, що застосовуються, зокрема в ущільненнях;
- вартість робочої рідини.

Відзначимо, що останнім часом все більшого поширення набувають негорючі робочі рідини типу FH-42 та створені на основі води – водна

Таблиця 11.1 – Орієнтовні галузі застосування робочих рідин [43]

Галузь застосування	Робочі рідини	Максимальний робочий тиск, МПа	Температура оточуючого середовища, °С	Місце експлуатації
1	2	3	4	5
Транспорт	1, 3, 4	25,0	–40...+60	всередині і зовні
Мобільні машини	1, 3, 4	32,0	–40...+60	всередині і зовні
Сільськогосподарські машини	1, 3, 4	25,0	–40...+50	всередині і зовні
Пароплаводобудування	1, 3, 4	32,0	–40...+60	всередині і зовні
Літакобудування	1, 4, 5	21,0 (28,0)	–65...+60	всередині і зовні
Металургійна промисловість	1, 2, 4	32,0	+10...+150	всередині і зовні
Підйомно-транспортне устаткування	1, 2, 3, 4	32,0	–40...+60	всередині і зовні
Верстатобудування	1, 4	20	+18...+40	всередині
Пресобудування	1, 3, 4	63,0	+18...+40	всередині
Гірнична промисловість	1, 2, 3, 4	100,0	до +60	під землею
Спецтехніка	1, 2, 3, 5	25,0 (63,0)	–65...+150	всередині і зовні

У табл. 11.1 позначено: 1 – мінеральні масла; 2 – вода і водні суспензії (прямі і зворотні емульсії); 3 – екологічно чисті робочі рідини, зазвичай натуральні розчини; 4 – синтетичні робочі рідини; 5 – спеціальні рідини.

Найкращим способом охорони довкілля при експлуатації гідроприводів є їх кваліфіковане обслуговування та експлуатація, застосування екологічно чистих рідин, які повинні задовольняти таким вимогам: бути

легкоутилізованими; нетоксичними для риб та корисних бактерій; не забруднювати воду, харчові продукти, корм для худоби; не подразнювати шкіру та слизові покриви; не мати неприємного запаху.

11.2.1. Вплив забрудненості робочої рідини на зношення. Сучасні гідроприводи для металообробного устаткування мають високу точність та швидкодію, які досягнуто застосуванням гідропрстроїв високого класу точності із щілинами у декілька мікронів. Працездатність, експлуатаційний ресурс та надійність гідропрстроїв значною мірою залежать від ступеня чистоти робочої рідини. Біля 80 % верстатних гідропрстроїв виходять із ладу через зношення основних деталей, до якого призводить неприпустиме забруднення робочої рідини. Наявність у робочій рідині забруднюючих частинок, розмір яких порівнюється із щілинами робочих пар гідроустаткування, спричиняє заклинювання золотників, заїдання клапанів, з'являються ударні навантаження та ін. Проникання до гідросистеми великої кількості дрібних частинок поступово призводить до погіршення робочих характеристик гідроагрегатів, внаслідок чого зношуються поверхні рухомих елементів та збільшуються щілини між ними.

Зношення елементів гідравлічних систем та приводів залежить від забруднення робочої рідини, а саме твердих, рідинних чи газоподібних частинок. Практика експлуатації, наприклад, гідравлічних пристроїв верстатів підтверджує, що до найбільш небезпечних явищ, які загрожують їх нормальному функціонуванню, належить підвищене нагрівання робочої рідини в системі, потрапляння механічних домішок, води та повітря. Навіть при кавітаційному зношуванні наявність механічних домішок в твердому чи газоподібному стані суттєво каталізує процес зношення.

Хоча багато гідроприводів призначені для роботи з рідинами, які містять у своєму складі воду, в більшості гідравлічних систем використовують мінеральні масла. Останні завжди містять у розчиненому стані воду. Якщо кількість води вище рівня насичення при температурі масла, то вода знаходиться в маслі у вигляді дрібних крапель. Ці краплі, з одного боку, знижують здатність масла змащувати, а з іншого – підвищують його корозійну здатність. Розчинена вода не впливає на функціонування гідросистеми, але при охолодженні виділяється з розчину. Особливо небезпечна для гідросистем вільна дрібнодиспергована вода, яка утворює з маслом емульсію з розмірами глобул 1...10 мкм. Така емульсія дуже стійка і не руйнується навіть при

відстоюванні протягом значного часу. При роботі на такій емульсії в першу чергу «залягають», а потім заклинюють клапани, та швидко виходять з ладу голчаті підшипники гідромоторів.

Одним з джерел потрапляння води в масло є його окислення під час роботи при високому тиску, підвищеній температурі та внаслідок старіння. Цей процес може бути пришвидшений розкладом згущувальних присадок у легованих маслах, а також наявністю каталізуючих часток в рідині, особливо в гідравлічних системах, що містять мідні та свинцеві сплави, та за рахунок омивання маслом гуми і старінням масла. В гідроприводах, які працюють при високій вологості під дощем, встановлюють повітроосушувач після повітряного фільтра, а бак обладнують датчиками наявності води та пристроями для її зливу після відстою.

Останнім часом особливу увагу приділяють мікробіологічному зараженню мінеральних масел. Дослідження показали, що фактором, який сприяє мікробіологічному окисленню, є наявність води з розчиненими в ній солями. При цьому продукти життєдіяльності бактерій не тільки значно прискорюють процес корозії і старіння масла, а й об'єднуючись у згустки, потрапляють в зазори, заклинюють запірно-регулюючі елементи, приклеюють клапани до корпусів, тобто призводять до раптової відмови гідросистеми.

Доведено, що наявність більше ніж 0,05 % дистильованої води, яка дає низькотемпературні осадки (шлаки) і стійку водномасляну емульсію та приводить до значного зношування в гідросистемах. Критерієм інтенсивності зношування приймають вміст немолекулярного заліза в механічних домішках, які містяться в маслі. Інтенсивне зношування деталей гідроприводів, які працюють у вугільних забоях, при допустимому вмісті основних компонентів починається при вмісті завислої води в маслі, який перевищує 0,03 %. Для всіх гідросистем можна рекомендувати вміст води у пробі масла не більше ніж 0,10...0,15 %.

Небажана присутність в маслі сірки, при наявності якої швидко виходять з ладу гумові ущільнення внаслідок затвердіння гуми і зменшення її розмірів. При наявності повітря в гідравлічній системі погіршується її робота. За рахунок підвищення стискання рідини при переході із зони низького тиску в зону високого тиску виникають її коливання. Це може привести до резонансу і кавітації та навіть втрати стійкості гідроприводу. Встановлено, що наявність нерозчиненого повітря не тільки збільшує кислотність масла, що свідчить про

його старіння, значно знижує ефективність інгібіторів корозії та приводить до так званого дизель-ефекту. При швидкому стисканні маслоповітряної суміші і достатньо високій початковій температурі масла (більше ніж 50 °С) можливе підвищення температури пухирця повітря, який стискається до 300...350 °С, навіть при тиску в гідроприводі 4 МПа. При такій температурі відбувається samozagoryannya випарів масла в пухирці і вибух. Встановлено, що при наявності пухирців повітря в гідравлічній системі у ній виникають блукаючі струми, що приводить до появи додаткової кількості циркулюючого в системі газу (водню), який підсилює корозійні процеси.

Таким чином, підвищений вміст повітря у робочій рідині підвищує пожежонебезпечність гідравлічної системи, що обов'язково необхідно враховувати при роботі у вугільній копальні. Крім того, через наявність повітря в робочій рідині знижується продуктивність насоса, скорочується термін його роботи (можливі гідравлічні удари), знижується стійкість до автоколивань.

Найбільший вплив на довговічність та надійність гідравлічних систем мають тверді механічні домішки. Внаслідок забруднення робочих рідин втрачають працездатність біля 75 % гідроприводів верстатів. Половина аварій в авіації відбувається внаслідок забруднення робочих рідин гідросистем управління. З цієї причини: ресурс гідронасосів знижується в 10...12 разів; частка відмов гідравлічних систем управління автомобілів становить 65 %; відмови гідроприводів деяких тракторів становлять більше ніж 70 % усіх відмов і т. ін. Можна стверджувати, що в усіх галузях промисловості відмова гідросистеми через зношення внаслідок підвищеної забрудненості робочої рідини становить 50...80 % усіх відмов, а ресурс з цієї причини зменшується в 3 ... 50 разів. При цьому враховується не тільки зниження тонкості очищення робочої рідини, а відмова від очищення взагалі.

Відзначимо, що в гідроприводах застосовується робоча рідина 8...14 класів чистоти за ГОСТ 17216-71. Ці класи охоплюють практично всі можливі рівні забруднення робочої рідини, які зустрічаються в гідроприводах машин та механізмах загального призначення. Критеріями, що визначають необхідний рівень чистоти робочої рідини, є величина щілини між з'єднаними деталями гідроустаткування і величина робочого тиску.

11.2.2. Вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні характеристики гідравлічних систем. У зв'язку з намаганням максимально зменшити габарити машини на робочу рідину часто покладають завдання

змащення зубчатих зачеплень, які розміщені безпосередньо в резервуарі для робочої рідини, чи винесені з нього, але змащуванні насосом, який на цей час відключений від гідродвигунів. Комплекс фізико-хімічних властивостей робочої рідини повинен в цих умовах найкращим чином забезпечити виконання нею як функції робочого тіла, так і мастильного матеріалу. При цьому вимоги до робочої рідини не завжди співпадають і доводиться шукати компромісне рішення.

Найбільш важливим параметром, який визначає працездатність рідини, є в'язкість та залежність останньої від температури, мастильної здатності, хімічної і фізичної стабільності, сумісності з матеріалами гідропристроїв, ущільнень, трубопроводів та з лакофарбними матеріалами. Стабільність та довговічність мінеральних масел значною мірою залежать від стійкості до окислення, піновідокремлюваності, вологовідокремлюваності, антикорозійних властивостей, ступеня забрудненості, опору бактеріологічному зараженню, а для емульсій – стабільності суміші тощо.

Крім перерахованих факторів, також необхідно враховувати такі фізичні властивості робочої рідини, як коефіцієнт стиску, питомі теплоємність та теплопровідність, коефіцієнт теплового розширення, температуру спалаху і т. ін. В'язкість робочої рідини необхідно вибирати такою, щоб вона задовольняла комплексу суперечливих вимог. Зазначимо, що як занадто мала, так і занадто велика в'язкість приводить до зниження ККД гідроприводу.

Зниження в'язкості нижче раціональної зумовлює збільшення витоків та погіршення мастильних властивостей, а це зменшує об'ємний та механічний ККД та приводить до підвищеного нагрівання рідини. При малій в'язкості робочої рідини внаслідок внутрішніх витоків зменшується точність регулювання гідросистеми. Занадто велика в'язкість погіршує всмоктування, збільшує втрати тиску в трубопроводах, опір руху деталей в рідині та нагрівання елементів гідросистеми. У цьому випадку зменшується гідравлічний і механічний ККД, через недовсмктування може виникнути кавітація, збільшується шум та зменшується об'ємний ККД. Крім того, збільшується час переміщення виконавчих механізмів та зменшується чутливість системи управління. Вибір в'язкості рідини залежить від типу насоса та робочого тиску гідроприводу, рис. 11.1.

Поршневі насоси стійко працюють на робочих рідинах з дуже малою в'язкістю, яка відповідає емульсіям, що застосовуються в гідравлічних

кріпленнях, рис. 11.1. Ці насоси мають найбільший ККД і при роботі на рідинах з великою в'язкістю. З підвищенням тиску оптимум в'язкості зміщується в бік більш високих величин. Найбільш чутливі до зміни в'язкості пластинчаті насоси, рис. 11.1. При підвищенні тиску в гідросистемі при роботі на рідинах з дуже великою в'язкістю повний ККД збільшується у всіх типах насосів. Узагальнюючи досвід застосування насосів різних типів, у табл. 11.2 для орієнтування наведені рекомендовані значення в'язкості робочих рідин.

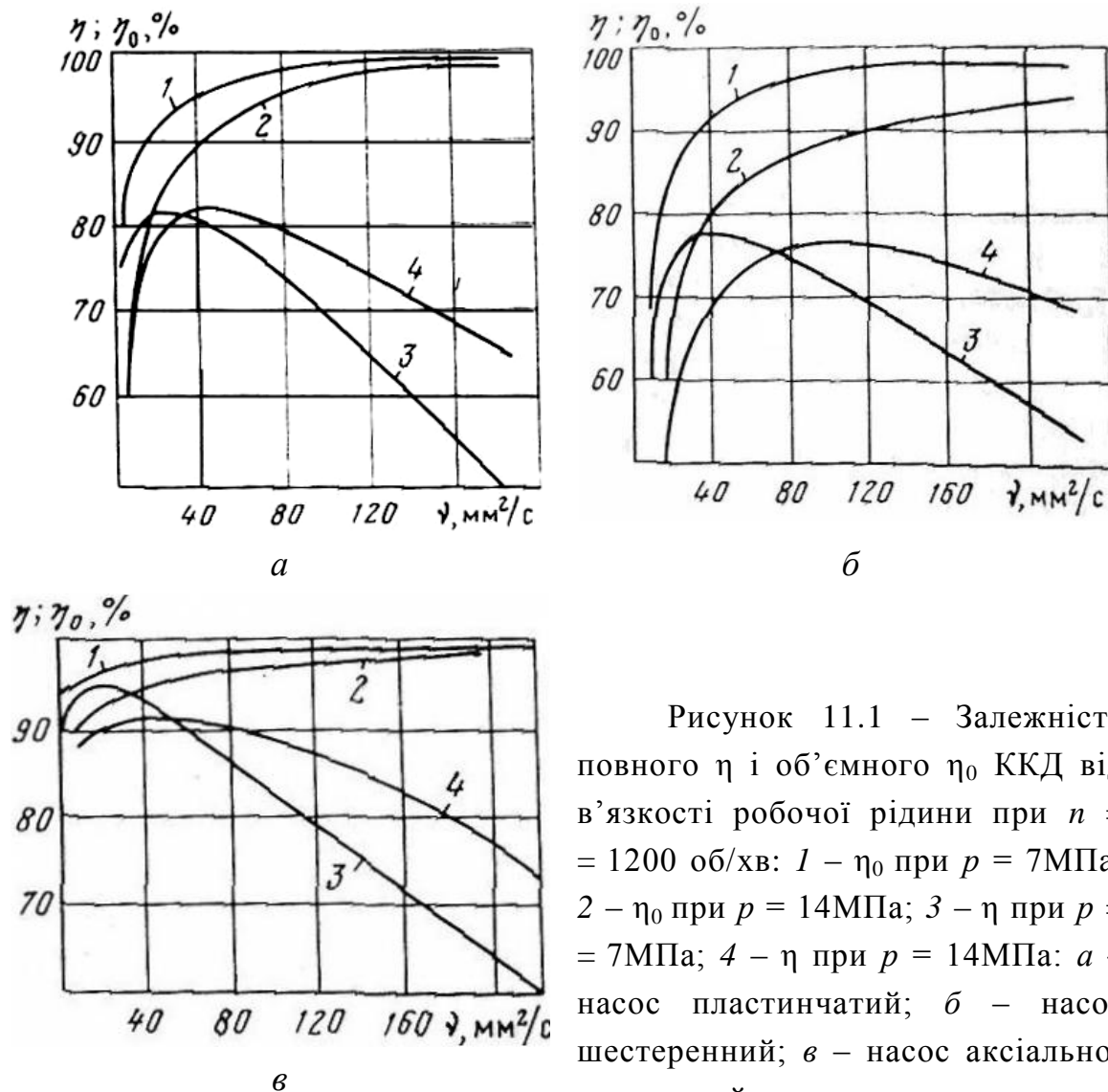


Рисунок 11.1 – Залежність повного η і об'ємного η_0 ККД від в'язкості робочої рідини при $n = 1200 \text{ об/хв}$: 1 – η_0 при $p = 7 \text{ МПа}$; 2 – η_0 при $p = 14 \text{ МПа}$; 3 – η при $p = 7 \text{ МПа}$; 4 – η при $p = 14 \text{ МПа}$: *а* – насос пластинчатий; *б* – насос шестеренний; *в* – насос аксіально-поршневий

Оскільки в багатьох машинах робоча рідина гідросистем використовується одночасно як мастило для змащування підшипників, зубчатих коліс і ланцюгових передач, необхідно узгоджувати в'язкість робочої рідини з вимогами до неї та до мастила. Розрахунок в'язкості мастила проводиться, виходячи з гідродинамічної теорії змащування. Аналіз отриманих

залежностей показав, що в'язкість мастила повинна бути тим більша, чим менша швидкість ведучого колеса, дільний діаметр останнього та відношення мінімальної товщини плівки до сумарної висоти гребенів, які залишилися після обробки. Приймаючи останнє відношення рівним двом, можна для вибору в'язкості використати дані з табл. 11.3.

Таблиця 11.2 – Рекомендовані значення в'язкості робочих рідин [44]

Тип насоса	В'язкість, мм ² /с, при робочій температурі, °С	
	5...40	40...80
Пластинчатий:		
$p < 7\text{МПа}$	10...25	18...40
$p > 7\text{МПа}$	30...40	35...50
Шестеренний	15...40	50...70
Радіально-поршневий	18...40	40...70
Аксіально-поршневий	10...25	30...60

Таблиця 11.3 – Оптимальні значення в'язкості для циліндричних робочих коліс [44]

Частота обертання ведучого колеса, об/хв	В'язкість, мм ² /с, при дільному діаметрі ведучого колеса, мм					
	25	40	50	100	250	500
50	280	90	60	25	15	15
100	280	60	25	15	15	10
750	65	25	25	10	10	10
1000	25	15	15	10	10	10
1500	15	15	15	10	10	10
3000	10	10	10	10	10	10

Збільшення в'язкості в 1,5...2,5 рази дозволяє збільшити термін безвідмовної роботи зубчастої передачі в 2...3 рази. Для конічних передач значення в'язкості для частоти обертання 750...3000 об/хв можна збільшити у порівнянні з табл. 6.3 в два рази, для черв'ячних передач в усіх випадках (до 750 об/хв) підтримувати на рівні 250...300 мм²/с. При використанні робочої рідини одночасно як мастила для вибору в'язкості у більшості випадків треба застосовувати верхні межі з табл. 11.2.

Оскільки гідросистеми працюють у великому температурному діапазоні,

важливе значення має в'язкісно-температурна характеристика робочої рідини, особливо для гірничих машин, температура рідини в яких змінюється від -5°C (при запуску в північних районах) до $+90^{\circ}\text{C}$ (при роботі в тяжких умовах глибоких шахт). В'язкість мінеральних масел, які зазвичай використовуються в таких гідросистемах, змінюється в 80...100 раз. Тому для гірничих машин необхідний перехід на рідини з індексом в'язкості не нижче 85...90.

Для підвищення індексу в'язкості використовуються різні присадки: поліізобутелі, поліметал-крилати, вініполи, октол. Кращі результати отримують при загущенні масел поліметал-крилатами. Однак ці присадки більшою мірою схильні до деструкції при дроселюванні при високому тиску. Високий місцевий тиск та зсувні зусилля, що виникають при цьому, дроблять полімерну присадку між деталями прецензійної пари, яка рухається, молекули присадки руйнуються, і в'язкість незворотно зменшується. При цьому робоча рідина значною мірою втрачає мастильну здатність, оскільки зменшується товщина і міцність захисної плівки на поверхні деталі. Тому при зменшенні в'язкості робочої рідини більш ніж на 20 % рідина повинна бути замінена.

11.2.3. Старіння робочих рідин. Старіння – результат дії на робочу рідину ряду причин фізичного, хімічного і механічного характеру. До фізичних причин насамперед можна віднести проникнення в робочу рідину забруднень у твердому, рідинному і газоподібному стані, зміну кількісного та якісного складу присадок за рахунок їх деструкції та утворення на контактуючих поверхнях сорбційних плівок. Зміни хімічного характеру – це окислення вуглеводнів базового масла і розкладання останнього під дією різних забруднень (особливо води та продуктів зношення, які виконують функцію каталізатора) та розкладання присадок до масла під дією тих же забруднень. Каталізують процес частки забруднень, метал, особливо соляровий, фарба, пил, це спричиняє емульгування масла. Тому необхідне його безперервне очищення.

Мінеральні масла під дією тиску, а також інших впливів з часом втрачають в'язкість і змащувальні властивості через механічну деструкцію та окислення. Особливо це помітно в механічних масляних сумішах, які призначені для роботи у широкому діапазоні температур (-50°C ... $+150^{\circ}\text{C}$). Присадки, які додають у масло, при багатократному протисненні крізь щілини під дією високого тиску руйнуються, і в'язкість зменшується в два рази (при $p = 20 \text{ МПа}$ і 500 год роботи). Крім того, масло окислюється, внаслідок чого з нього випадають різні відкладення. Це супроводжується зниженням в'язкості та

втратою робочою рідиною змащувальних властивостей.

З розчиненням у робочій рідині повітря, а ще гірше з появою пухирців повітря, прогресивно пришвидшується старіння робочих рідин. У першому випадку рідина, яка потрапляє в лінію пониженого тиску, наприклад магістраль всмоктування, де є вакуум, виділяє повітря у вигляді пухирців. У другому випадку джерелом появи пухирців є негерметичність трубопроводів у всмоктувальних лініях, кавітаційні процеси в них, відсутність пробок, які випускають повітря при заповненні, та доливання робочої рідини або повітря, яке залишилося в системі. Слід мати на увазі, що остання причина дає великий відсоток відмов. Наявність в рідині 5 % нерозчиненого повітря знижує на 10 % об'ємний ККД насоса при тиску 20 МПа. Особливо небезпечне нерозчинене повітря при наявності в мінеральних маслах навіть невеликої кількості води. При цьому утворюються стійкі емульсії (піноутворення), що призводить до зменшення мастильних властивостей робочих рідин, шлакоутворення на поверхні гідрообладнання та втрати здатності нормального функціонування. Тому разом із заходами щодо попередження потрапляння води та повітря в мінеральні масла необхідно додавати антипінні присадки у кількості 0,002...0,005 %. Однак слід пам'ятати, що такі присадки легко відфільтровуються фільтрами тонкої очистки. Піноутворення також характеризує і ступінь окислення масла. Для зменшення піноутворення у гідробаку роблять перегородки та використовують антипінні присадки у кількості 0,1 %. Чисті мінеральні масла, які не були в експлуатації, піни не утворюють.

Процес заливання та доливання робочої рідини – основне джерело потрапляння в систему забруднень, отже, і його псування. Збір відпрацьованого масла складний в технічному й організаційному плані процес. Зміна масла без промивання вузлів і резервуара не дає стійкого ефекту. При одній – п'яти змінах роботи експлуатаційна якість нового масла практично не відрізняється від злитого. Промивка гідросистеми і резервуара перед заливкою нового масла, в умовах очисного забою, приведе до великих його втрат, а промивка емульсіями – додаванням в рідину великої кількості води, зниження в'язкості, бактеріологічного зараження тощо. Тому слід розглядати робочу рідину як робоче тіло, яке підлягає заміні після відпрацювання машиною міжремонтного часу тільки на ремонтному заводі, де можуть бути створені умови для ретельного та економного промивання гідросистеми і резервуара.

Зміна механіко-хімічних характеристик робочих рідин обумовлюється дією тертя, дроселюванням при високому тиску тощо. Особливо слід відзначити вплив температури на процес окислення мінерального масла. Встановлено, що при підвищенні температури масла у баку на 10 °С швидкість окислення збільшується у два рази. При експлуатації гідравлічних систем необхідно намагатися зменшити підвищення температури масла, у тому числі і місцевого характеру, яке може виникнути за рахунок тепла, що виділяється при стисненні нерозчинених бульбашок повітря, які присутні в маслі, та тепла, яке утворюється в результаті тертя рухомих елементів.

Аналізуючи причини старіння мінеральних масел, можна відзначити, що окислення вуглеводнів базового масла в принципі не погіршує, а покращує його властивості, оскільки при цьому окислюються ті молекули масла, яким притаманна найбільша корозійна активність. Після очищення такого масла від продуктів окислення (смоли) показники його якості покращуються, оскільки в ньому з'являються натуральні інгібітори корозії. Інші фактори, які сприяють окисленню, в тій чи іншій мірі залежать від наявності в рідині забруднень, причому у легованих маслах окислення при наявності забруднень відбувається значно швидше. Продукти окислення можуть бути видалені за допомогою фільтрації. Як приклад можна навести, що при постійному очищенні від забруднень турбінне масло прослужило 10 000 год. При низьких температурах експлуатації гідравлічних систем з використанням строго відповідного масла, а також наявності ефективних засобів фільтрування та очищення строк служби масел в металорізальних верстатах досягає 25 000 годин і навіть більше. При середніх експлуатаційних умовах строк служби масла може становити 5 000 ...10 000 год, а при підвищенні температури більш ніж 80 °С потреба в заміні масла може виникнути менше ніж за 500 год. Остання цифра добре коректується з рекомендаціями для машин, які працюють в шахтах, – робити заміну масла через три місяці роботи.

Досвід експлуатації гідравлічного устаткування різного типу показав, що з точки зору тільки збереження робочої рідини, економічно доцільно покращити системи її герметизації, очищення та охолодження. Швидкість окислення масла можна значно знизити додаванням антикислотних присадок, які переривають ланцюгові реакції автоокислення за рахунок участі в реакції молекул присадки. Таким чином, можна у 10...20 разів зменшити швидкість окислення базового масла.

Одночасно введення антиокислювальних присадок погіршує антикорозійну здатність масла. Для пригнічення процесу корозії у сучасні масла додають антикорозійні присадки. Антиокислювальні та антикорозійні присадки поділяють на групи, і їх поєднання повинно бути точно збалансованим. У протилежному випадку можливе погіршення експлуатаційних властивостей масла, навіть в порівнянні з базовим. Тому неприпустимо додавати будь-яку присадку в умовах експлуатації машини, тим більше, що технологія її введення в цих умовах не може бути витримана. Неприпустимо додавання нелегованого масла у леговане, оскільки при цьому змиваються присадки, які осіли на поверхню деталей. Таким чином, зіставлення композиції присадок відповідно до вимог до них, їх додавання повинно проводитися тільки на нафтопереробних підприємствах. Зауважимо, що використання легованих масел в якості робочої рідини є сучасною тенденцією.

До критеріїв придатності масла до експлуатації належить його кислотне число, тобто кількість міліграмів їдкого калію КОН, необхідного для нейтралізації кислоти в одному грамі масла. При постачанні робочі рідини гідросистем мають кислотне число, яке дорівнює 0,2...0,5 мг КОН/г залежно від ступеня його легування. Величина граничного стану масла за кислотним числом залежить від його забрудненості та ступеня легування. Якщо в системі відсутня вода у вільному стані, а в якості робочої рідини використовуються базові масла без присадок, то припустимо підвищення кислотного числа до 1,0...1,5 мг КОН/г; якщо вміст води перевищує 0,05 %, то кислотне число не повинне перевищувати 0,5...0,7 мг КОН/г. У випадку використання мінеральних масел з присадками класу органічних кислот ознакою його старіння є швидкість збільшення кислотного числа. Слід замінювати такі рідини при збільшенні кислотного числа в 5...10 разів порівняно з його початковим значенням. Початкове кислотне число таких легованих масел становить 0,3...0,7 мг КОН/г.

Змащувальні та антикорозійні властивості робочих рідин повинні утворювати стійку масляну плівку на всіх рухомих частинах. Ця плівка може руйнуватися через високий тиск, недостатнє підведення масла, його низьку в'язкість, дуже малі чи дуже великі швидкості ковзання. У результаті виникають задири і порушуються допустимі допуски, які, наприклад, в гідророзподільниках знаходяться в діапазоні 8...10 мкм. Разом зі зношенням можливі руйнування внаслідок втоми та корозії. Причини останнього:

- недостатнє очищення рідини від твердих часток металу, шлаку, піску тощо, які проникають у зазори між деталями, що рухаються;
- зношення через кавітаційні процеси;
- посилене зношення через присутність води в робочій рідині;
- під час довгого простою обладнання може виникнути корозійне зношення. Фактор вологості викликає появу зношення на поверхні ковзання, що приводить до посиленого руйнування самої робочої рідини.

11.2.4. Вибір вогнестійких рідин. Найбільшою небезпекою в гідросистемах є швидке окислення робочих рідин, яке проявляється у вигляді займання чи вибуху. Саме це змушує шукати заміну мінеральним маслам, створювати негорючі синтетичні рідини або вогнестійкі суміші горючих і негорючих рідин (емульсії).

Усі рідини поділяються на такі, що легко запалюються, горючі, слабогорючі та негорючі. Нафтові масла належать до горючих рідин. Існує дві основні причини пожежонебезпечних ситуацій. Перша – коли робоча рідина розпилюється під високим тиском, наприклад при прориві трубопроводу вона потрапляє на будь-яку розжарену поверхню. Мінімальна пожежонебезпечна температура цієї поверхні для усіх мінеральних масел знаходиться в межах 225...280 °C незалежно від температури їх спалаху. Враховуючи необхідний запас, поблизу гідрообладнання, яке працює на мінеральному маслі, не повинні бути розміщені відкриті поверхні, нагріті до 200 °C і більше. Друга, найбільш імовірна ситуація: випари масла, випаровуючись, заповнюють деяку ємність або відсік, утворюють пароповітряну суміш. При концентрації випарів у суміші нижче певного рівня надлишок повітря поглинає теплоту, яка виділяється від зовнішнього джерела; при концентрації випарів більше цього рівня горіння не поширюється через недостаток кисню. Прийнято вважати, що у суміші повинно бути не менше 10 % кисню. Цим концентраціям відповідають і температури, до яких потрібно підігріти масло, щоб воно стало вибухопожежонебезпечним. Орієнтовно нижню межу температури горіння суміші можна прийняти на 25 % нижче температури спалаху, яке є стандартним параметром мінерального масла.

При роботі гідроприводу на відкритому повітрі імовірність створення пожежонебезпечних умов невисока, зазвичай в них використовують стандартні мінеральні масла. При роботі обладнання під землею дуже важливо використовувати вибухопожежобезпечні матеріали, в тому числі робочі рідини,

електричні кабелі тощо. Оскільки при використанні мінеральних масел недоліки в гідравлічній системі можуть викликати значне підвищення температури обладнання і рідини; можливий випуск рідини під тиском з системи до джерела спалаху, наприклад несправного електричного обладнання або гарячої поверхні металу; масляний туман або бризки з невеликої тріщини в рукаві високого тиску можуть викликати електричний заряд, який приведе до виникнення пожежі; у випадку виникнення пожежі, наприклад під землею, склад мінеральних рідин створює додаткову небезпеку спалаху цих рідин, ускладнюючи, таким чином, і без цього небезпечну ситуацію.

Вогнестійкі рідини, які створюються сьогодні, необов'язково є негорючими. Більшість з них при певних умовах, які можуть виникнути під час експлуатації, горить. Завданням таких рідин є не гасити полум'я, а перешкоджати горінню або запобігати поширенню полум'я. Вогнестійкі рідини можна поділити за такими категоріями відповідно до вимог СЕТОР (Європейського комітету з гідравлічних і пневматичних трансмісій):

- **емульсії «масло у воді» (категорія HF-A)**, що містять максимум 20 % горючих матеріалів. Зазвичай вони містять 1...5 % мінеральних масел з добавками (емульсол) і 93...95 % води. Емульсол або ретельно перемішується з водою, утворюючи емульсію, в якій він присутній у вигляді дрібнодисперсних крапель, або розчиняється у воді.

У цій рідині гідравлічним середовищем в основному є вода, а невелика кількість масла, яке розчинилося, забезпечує змащування та захист від корозії. Цьому типу рідини притаманні ті самі недоліки, що і воді, а саме: висока корозійна активність, неможливість використання при від'ємних температурах. Зовнішній вигляд цих емульсій нагадує молоко. Нові емульсії на синтетичній основі прозорі, що утруднює визначення їх концентрації на око. Тому необхідна їх періодична перевірка рефрактометрами;

- **емульсії «вода у маслі» (категорія HF-B)**, що містять до 60 % горючих матеріалів. Ці емульсії, які інколи називають «зворотними емульсіями», містять від 40 до 45 % води. Вони можуть використовуватися в достатньо великій кількості гідрообладнання як робоча рідина. Ці рідини зберігають багато позитивних властивостей базового масла шляхом додавання антиокислювальних, протизношуваних та антикорозійних присадок. Однак властивості змащування у них нижчі, ніж у високоякісних гідравлічних масел. З урахуванням останнього фактору вони забезпечують тільки задовільну роботу

гідрообладнання. Емульсія «вода у маслі» зазвичай має консистенцію вершків, в яких масло утворює однорідну фазу, а дистильована вода присутня у вигляді дрібних краплин.

Враховуючи дещо більше спрацювання при використанні цієї емульсії, фірми-виробники рекомендують їх для гідросистем з робочим тиском до 14 МПа та максимальною температурою до 65 °С;

• **водно-гліколеві і водно-гліцеринові робочі рідини (категорії HF-C).**

Вони містять 30...60 % води, і на відміну від емульсій є розчинами, оскільки гліколі і їх присадки дійсно розчиняються у воді, а отже, стабільні при експлуатації. В розчини додають антикорозійні, протизношувальні та антипінні присадки. Водно-гліколеві рідини мають добрі характеристики за в'язкістю (в'язкість 140...160 мм²/с) та сумісні з великою кількістю матеріалів, що використовуються в гідросистемах. Вони у великій кількості випускаються багатьма закордонними фірмами. Їх недоліки – електропровідність і горючість при вмісті води менше 30 %. Тому при випарюванні води можливе загорання гліцерину або гліколя (температура спалаху у відкритому тиглі 130 °С, температура samozapalювання 400...425 °С).

Водно-гліколеві рідини випускаються тільки для систем охолодження (антифризи, ТОСОЛ). Водно-гліцеринову рідину ПГВ використовують для гідросистем мобільних машин і корабельних гідроприводів, які працюють при температурі від 32 °С до 65...70 °С. При цьому у міру випаровування води додають дистильовану воду.

Водно-гліцеринові рідини – промгідрол (ТУ-6-06-1140-78), які відрізняються від ПГВ більшою в'язкістю, випускаються для гідросистем промислового призначення, що працюють в умовах можливої пожежної небезпеки, наприклад гідросистемах доменної печі;

• **рідини, що не містять води (категорія HF-D).** До цих рідин зазвичай відносять рідини, які містять складні ефіри фосфорної кислоти, інші органічні ефіри або ефіри з синтезованих вуглеводнів. Вони є вогнестійкими рідинами, які забезпечують краще змащування ніж рідини, які містять воду, та придатні для роботи при високій температурі порівняно з мінеральними маслами (верхня температурна межа визначається впливом цієї температури на ущільнення). Багато синтетичних рідин, наприклад, складні ефіри фосфорної кислоти, несумісні з матеріалами гідро пристроїв, а особливо ущільнень. Вони самі та продукти їх розкладу токсичні. Тобто, маючи ряд дуже корисних властивостей,

ці рідини не відповідають комплексу усіх інших вимог. Крім того, їх вартість дуже велика, табл. 11.4, а ресурси сировини для їх виготовлення – обмежені.

Таблиця 11.4 – Відносна вартість робочих рідин порівняно з вартістю базового масла [44]

Рідина	Відносна вартість
Масла:	
мінеральні без домішок	1
з комплексом домішок незагущені	2
з комплексом домішок загущені	4...8
Емульсії:	
«масло у воді»	0,1...0,2
«вода у маслі»	1...2
Водно-гліколеві вогнестійкі рідини	25...40
Рідини, які не містять води:	
на основі складних органічних ефірів кислот (диефіри)	30...40
на основі полісилоксанів (силіконові)	100
галогенно-вуглецеві негорючі	140...500
на основі складних ефірів фосфорної кислоти	8...10

Таблиця 11.5 – Властивості різних робочих рідин за основними показниками [44]

Робоча рідина	Стійкість до зношення	Вогнестійкість	Вартість
	Порядок властивостей		
Масло мінеральне	1	5	2
Емульсія:			
«масло у воді»	5	1	1
«вода у маслі»	3	3	3
Водно-гліколева	4	2	4
Синтетична (складні ефіри фосфорної кислоти)	2	4	5

Основні галузі застосування вогнестійких робочих рідин у вугільній промисловості деяких зарубіжних країн можна узагальнити таким чином: емульсія «масло у воді» – гідравлічні крепи; емульсія «вода у маслі» –

гідросистеми машин для проходки; водно-гліколеві розчини – гідросистеми ударних та бурових машин, у тому числі ручні – відбійні молотки, установки для буріння, гідросистеми транспортних машин; безводні синтетичні рідини – гідромуфти конвеєрів та стругів. Зазвичай емульсії «масло у воді» містять не менше 5 % емульсолу.

11.2.5. Усунення кавітації рідини. Надійність гідросистем значною мірою знижується при виникненні кавітації робочої рідини, яка відбувається при падінні тиску в будь-якій зоні нижче тиску насиченої пари при даній температурі. Рідина кипить, пухирці, які виділяються, захоплюються потоком та переносяться у зону більш високого тиску, де вони конденсуються. Оскільки процес конденсації відбувається з високою швидкістю, то частки рідини, які займають площу пухирця, зміщуються до центра пухирця з великою швидкістю, яка збільшується. В результаті кінетична енергія часток рідини, які співударяються, викликає в момент завершення конденсації місцеві гідравлічні удари, що супроводжуються різким місцевим підвищенням у центрі конденсації тиску і температури.

Під дією цих гідравлічних ударів тиск перевищує межу пружності, а під дією високої температури відбувається місцеве руйнування поверхні (ерозія) деталей гідроагрегатів. Руйнуванню металу на початковій стадії сприяють місцеві дефекти на їх поверхні і насамперед шорсткість та ризики, які утворились внаслідок механічної обробки деталей.

До розглянутих ударних дій часток рідини додається хімічний вплив на метал кисню, який виділяється з рідини, а також впливи електричного характеру. В результаті поверхня деталей в місці кавітації руйнується та набуває губчатої структури, причому глибина пор в багатьох випадках досягає декількох міліметрів.

У трубопроводі кавітація зазвичай виникає в результаті зменшення зовнішнього атмосферного тиску, наприклад, в результаті збільшення опору трубопроводу або, наприклад, підйому літака на висоту. Потік рідини в трубопроводі при кавітації стає двофазним, що складається з рідинної та парогазової фаз, в результаті чого відбувається зменшення пропускної здатності трубопроводів.

Особливо руйнівною для конструкцій є кавітація рідин у насосах, яка настає тоді, коли рідина під час всмоктування надходить з запізненням до робочого елемента насоса (поршня, зубців або інших витискувачів). Кавітація

настає в тих випадках, коли тиск на вході в насос стає недостатнім, щоб надати рідині прискорення, при якому буде забезпечена нерозривність потоку. При цьому прискорення швидкості потоку на вході у всмоктувальну камеру насоса повинна досягти швидкості елемента, який забезпечує всмоктування.

З появою кавітації знижується подача насоса, виникає характерний шум та спостерігаються різкі частотні коливання (пульсації) тиску в лінії нагнітання, ударні навантаження на підшипники та інші деталі насоса, які викликають швидке зношення останнього. Коливання у цьому випадку обумовлені тим, що неповністю заповнені камери насоса переносяться з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Зворотний потік рідини, що виникає при цьому, викликає гідравлічний удар та ударне навантаження на підшипники й інші вузли насоса, тиск, який пульсує в трубопроводі, приводить до руйнування трубопроводів та виходу з ладу різних приладів.

Способи боротьби з кавітацією. Досвід показує, що при роботі в режимі кавітації повністю її усунути не вдається ніякими заходами. Потрібно не допускати умов виникнення кавітації. Для цього потрібно, щоб в усіх зонах гідросистеми тиск хоч би на 0,001 МПа перевищував тиск насиченої пари рідини у потрібному діапазоні температур.

Якщо уникнути кавітації не вдається, то необхідно для виготовлення деталей гідроагрегатів використовувати матеріали, стійкі до кавітації, та ретельно обробляти їх поверхню. Задовільну антикавітаційну стійкість мають тверді бронзи (АЖ9-4).

11.3. Регенерація робочих рідин

Проблема регенерації нафтопродуктів з кожним роком набуває все більшого значення, що пояснюється: по-перше, дефіцитністю сировини та неминучим підвищенням собівартості її видобутку, переробки і транспортування; по-друге, екологічними вимогами до максимального зменшення зливу нафтопродуктів у навколишнє середовище; по-третє, зменшенням довговічності обладнання внаслідок роботи на робочій рідині, яка втратила свої властивості. Зазначимо, що передчасний злив робочої рідини з гідросистеми приводить до невиправданих втрат нафтопродуктів, збільшення витрат на її злив та транспортування для регенерації на підприємства нафтозбуту, до простою устаткування. Затримка із заміною робочої рідини викликає інтенсивне зношення гідропрстроїв, зниження ККД, нагрівання, а отже, і швидке

окислення робочої рідини, внаслідок чого для її відновлення необхідно використовувати більш складні та дорогі засоби регенерації при збільшених відходах.

Найбільш раціональний шлях скорочення споживання робочих рідин – регенерація їх безпосередньо в ємностях машини і заміна тільки при капітальному ремонті.

Під дією впливу повітря, температури, тиску, зношування деталей та електричного поля відбувається зміна нафтопродуктів – розкладання, окислення, полімеризація та конденсація вуглеводнів, забруднення та заводнення. Відбувається як насичення нафтопродуктів сторонніми речовинами, які надходять зовні, так і хімічні перетворення, внаслідок чого виробляються сторонні речовини: асфальтосмолисті сполуки, різні солі, кислоти тощо. Все це змінює експлуатаційні властивості робочих рідин та приводить до їх старіння. Для легованих рідин важливим фактором є зношення присадок, їх поєднання з іншими речовинами, які входять до складу робочої рідини, що також приводить до старіння.

Термічне розкладання та утворення лаку можливе тільки при нагріванні нафтопродуктів більше 400°C , що характерно для моторних масел, але неможливо в робочих рідинах гідросистем. Під дією каталізуючого впливу дрібнодисперсної стружки міді розпад може початися при 150°C , однак така температура нехарактерна для гідросистем. Масла в гідросистемах працюють в умовах, які виключають можливість значних фізико-хімічних змін.

Головною причиною старіння мінеральних масел в гідросистемах є їх окислення, яке з часом приводить до їх полімеризації з утворенням згущень. На відміну від смол та кислот, ці згущення нерозчинні в маслі, у кращому випадку вони утворюють колоїдні розчини і випадають у вигляді відкладень – осадів. Слід відзначити, що в першу чергу окисляються молекули, які мають низькі властивості змащування. Якщо вилучити з рідини ці молекули, то решта її буде мати більш високі властивості змащування.

Основною причиною окислення робочої рідини є її забруднення твердими частками, особливо в присутності води. У маслі, в якому відсутня вода, навіть низькомолекулярні кислоти не є серйозною загрозою для машин. Наприклад, після 500-годинного випробування роз'їдання міді, заліза і сталі маслами з кислотним числом 1,5 мг КОН не перевищило 0,03 мг на 1cm^2 поверхні металу. Ці дослідження вказують, що при наявності навіть малої кількості води роз'їдання за

вказаний період досягає 0,70 мг на 1см², тобто перевищує корозію при відсутності води в маслі більш ніж у 20 разів.

Шлакоподібні продукти, які утворюються внаслідок окислення, відкладаються в зазорах, є причиною аварій гідросистем. У той же час існує думка, що незабруднені робочі рідини на основі нафти ніколи не зношуються. За даними експлуатації та досліджень, втрата робочими рідинами властивостей змащування відбувається тільки через десятки тисяч годин. Підтвердженням цього є їх робота в герметичних відсіках систем маслотеплоносіїв.

11.3.1. Установка для регенерації рідини в ємностях гідросистем.

Регенерація робочих рідин та рідин для змащування, які працюють при температурі нижче 100 °С, проводиться в установках, які відділяють тільки механічні домішки та воду (фізичні методи регенерації). В цьому випадку використовують загальновідомі методи: відстоювання, центрифугування, фільтрування. Таким чином, зазвичай недоцільно зливати відпрацьоване масло з обладнання, а рекомендується очищення рідини в ємності гідросистеми установки для очищення рідини.

У більшості випадків вбудувати установку для очищення рідини в машину не вдається. Крім того, періодичність її роботи мала: один раз в 1...2 місяці, навіть в дуже тяжких умовах. Тому зазвичай її роблять мобільною, з можливістю приєднання до того чи іншого резервуара. Наприклад, установка для очищення та заливання масла з центрифугою 1ЦФ (рис. 11.2). Як видно з цієї схеми, один кінець рукава приєднаний до зливної пробки, інший до – заливної. Конструкція цих пробок забезпечує їх відкриття тільки при натисканні на них штуцерів, які розміщені на кінцях рукавів. Таке виконання дозволяє зменшити витoki рідини при їх від'єднанні та захистити ємність від заливання в неї пристроями, які не мають примусової подачі рідини та очисних сіток, наприклад, лійками, маслянками тощо. Рідина з ванни багато разів проходить через центрифугу, очищується і після кожного проходу повертається до ванни. На очищення до потрібної чистоти необхідно біля 20 хв. Процес можна значно прискорити, якщо рідину, яку очищують, зібрати в окрему ємність, а потім спеціальною рідиною для промивання гідравлічних систем її промити, пропускаючи крізь фільтр рідину для промивання, а потім її зібрати, а робочу рідину з резервного бака залити через центрифугу. Для цього потрібні дві ємності, одна з яких повинна бути рівною ємності бака.

Застосування цих установок дозволяє щонайменше в два рази підвищити

довговічність підшипників та зубчатих передач. На жаль, для гідравлічних систем отримана тонкість очищення недостатня. Розрахунки показують, що навіть при параметрах, які має ця установка, термін служби гідравлічних пристроїв може збільшитися на 20...30 %, робочої рідини в 1,5...2 рази.

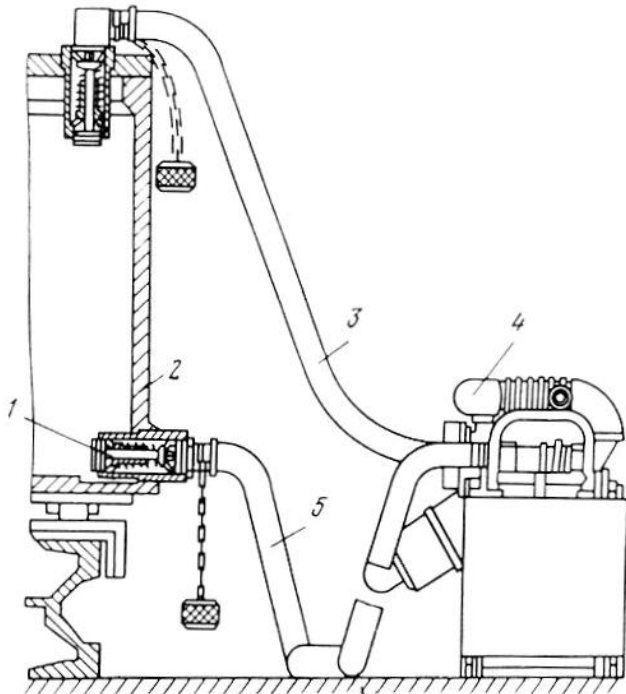


Рисунок 11.2 – Установка для очищення та заливання масла 1цф: 1 – зливна пробка; 2 – бак; 3, 5 – рукави; 4 – насос

Покращення параметрів установки за тонкістю очищення у три рази, навіть за рахунок зниження пропускної здатності, дозволило б повністю відновлювати властивості робочих рідин гідравлічних систем. Оскільки міжремонтний термін служби гідравлічних систем відносно малий, при раціональному виборі гідравлічного масла, вдалої конструкції ущільнень, які герметизують ємність, «сапуни», що надійно працює або іншому пристрої, який підтримує тиск в ємності, правильно вибраному та встановленому фільтрі відповідно до параметрів гідросистеми, теплообмінниках, що добре функціонують мінеральні масла можуть не замінюватися протягом усього міжремонтного терміну.

Оскільки основну функцію каталізатора при старінні масла виконують металеві частки, доцільно для регенерації застосовувати очищення рідини у магнітних та електростатичних полях, у яких затримуються частки розміром до 1 мкм. У той же час слід вказати, що центробіжні установки більш придатні для очищення рідин з малою в'язкістю і з малим вмістом води, вони мають достатньо складну конструкцію, а їх випуск обмежений. На роботу на рідинах з

малою в'язкістю поки розраховані і фільтри, які її очищують в електричному полі. Крім того, такі фільтри можуть працювати тільки з діелектричними рідинами, а наявність солей у воді не дозволяє очищувати емульсії.

Але тонкість фільтрації цими установками настільки висока, видалення бруду настільки велике, а розміри установки та енерговитрати настільки малі, що для мінеральних масел в умовах вибухонебезпечних приміщень доцільно поставити підігрівачі та застосовувати цей спосіб очищення. Потенційно це найбільш прогресивний спосіб фізичної регенерації.

На базі повнопоточного гідродинамічного фільтра, що обертається, була розроблена та виготовлена установка для заправки і очищення рідини, яка успішно пройшла промислову перевірку в Україні і Польщі. Установка дозволяє як регенерувати рідину в ванні, так і заливати її в систему при одночасному очищенні, рис. 11.3. Вона містить корпус 1, який встановлено на колесах і на якому змонтовано фільтр 2, та насос 3, з'єднані між собою трубопроводом 4, на якому встановлено байпас 5 та перемикач 6 з ручкою 7. Вихід 8 фільтра 2 містить манометр 9, а вихід 10 з гнучким рукавом 11 з наконечником 12 на вільному кінці. Вихід 13 байпаса 5 містить заглушку 14. Вихід 15 насоса 3 має гнучкий рукав 16. Фільтр 2 і насос 3 мають приводи 17 і 18 відповідно.

Всмоктування масла з системи та подача його через фільтр проводиться насосом. Для забезпечення можливості заливання чистого масла, промивання системи, більш якісного очищення до установки додається дві ємності (бочки).

Якщо до впровадження установки технологією виробництва механізмів переміщення передбачалося після закінчення випробувань зливання масла і відправлення його на регенерацію, то після впровадження установки рідина очищається від продуктів зношення при припрацюванні та повністю відновлює свої властивості. Потреба у нафтопродуктах на кожну машину знижується на 35...40 %.

Загальним недоліком всіх описаних засобів регенерації є погане очищення від води і розчинників, які потрапляють до робочої рідини при виготовленні та експлуатації гідравлічних пристроїв. Зазвичай видалення води та розчинників проводиться випарюванням під вакуумом. Інколи використовують тверді поглиначі вологи, наприклад, силікогелі.

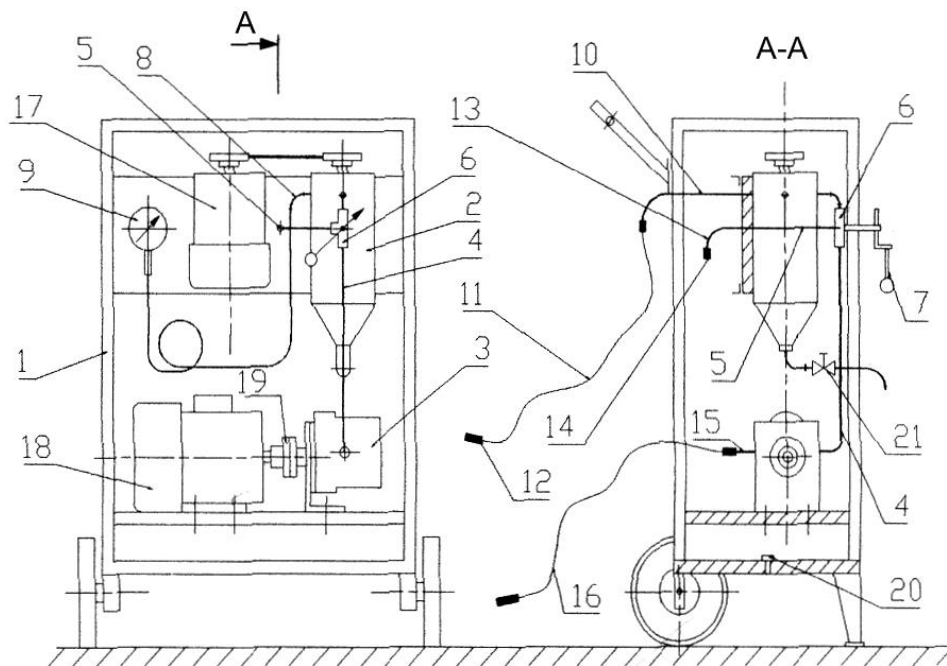


Рисунок 11.3 – Установа для заправки та очищення рідин УЗОМ-1: 1 – корпус; 2 – фільтр; 3 – насос; 4 – трубопровід; 5 – байпас; 6 – перемикач; 7 – ручка перемикача; 8, 10 – виходи фільтра 2; 9 – манометр; 11, 16 – гнучкі рукави; 12 – наконечник; 13 – вихід байпаса 5; 14 – заглушка; 15 – вихід насоса 3; 17, 18 – приводи; 19 – муфта; 20 – заглушка; 21 – вентиль

11.3.2. Стабілізація якості робочої рідини. Підтримання параметрів робочої рідини вимагає застосування певних заходів, починаючи з моменту проектування машини. Не менш важливе технологічне очищення деталей та вузлів у процесі їх виготовлення, беззаперечне виконання інструкцій з технічного обслуговування під час експлуатації, ретельне очищення деталей при ремонті.

Фільтри, які містяться в гідравлічній системі, очищують її від забруднень, що знаходяться у резервуарі. Однак частки бруду будь-якої величини, які знаходяться в гідросистемі, особливо із замкнутою циркуляцією рідини, спричиняють зношування гідровузлів. Фільтри забезпечують чистоту рідини в процесі експлуатації, а промивка – в процесі виготовлення.

У першому наближенні при виборі номінальної тонкості очищення фільтра для різних гідравлічних пристроїв можна користуватися рекомендаціями, наведеними в табл. 11.6.

Вказана у табл. 11.6 тонкість фільтрації більш висока ніж зазори у відповідних прецизійних парах, оскільки, по-перше, абсолютна тонкість очищення у фільтрів значно грубіша, а по-друге, враховано вплив розмірів

часток на зношування. Зазначимо, що в тих випадках, коли відмова будь-якого вузла може призвести до небезпечних для здоров'я обслуговуючого персоналу наслідків та значних економічних збитків, цей вузол повинен дублюватися.

Таблиця 11.6 – Рекомендації щодо вибору тонкості фільтрації

Вузол	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
Насос:	
- аксіально-поршневий з нахиленим блоком циліндрів	25...40
- аксіально-поршневий з хитною шайбою	10...15
- з шестернями зовнішнього зачеплення	25
- пластинчатий нерегульований	40
- пластинчатий регульований	25
- радіально-поршневий	40
Розподільні, запобіжні та редукційні клапани	25
Золотникові розподільники	10...25
Гідравлічна гвинтова передача	10
Сервоклапани	10

11.4. Очищення деталей та вузлів гідросистем

Підвищення довговічності при виробництві гідросистем можливе при виконанні таких завдань:

- ретельне зачищення усіх задирок та очищення окремих деталей після виготовлення;
- очищення та промивання усіх трубопроводів, особливо гнучких, перед збиранням;
- ретельне очищення робочої рідини, яка заливається у гідросистему;
- очищення рідини фільтрами в процесі випробування, в тому числі технологічними повнопоточними фільтрами, вбудованими у силові магістралі. Режим випробувань не повинен допускати підвищення тиску в системі до повного її очищення від технологічних забруднень;
- з метою швидкого очищення резервуара від наявних у ньому забруднень необхідно мати винесену систему очищення.

Крім того, необхідно забезпечити потрібну чистоту повітря в приміщенні, де виготовляються та випробовуються гідроприсрої, оскільки наявний у

повітрі пил розміром до 160 мкм може звести нанівець усі спроби очистити гідросистему.

11.4.1. Промивання трубопроводів. Проблема очищення довгих трубопроводів залишається невирішеною у всьому світі. Її розв'язання потребує вибору рідини для промивання, яка відповідає параметрам гідросистеми. Оскільки на початку випробувань баланс забруднень, які надходять до гідросистеми та очищуються фільтрами, не знаходиться в рівновазі, а кількість часток у силовому гідроприводі збільшується до максимуму на початку його роботи, а потім падає, необхідність у технологічних фільтрах, які встановлюють у зливному трубопроводі, стає очевидною.

Ефективність очищення насамперед залежить від режимів змивної рідини (швидкості, тиску), вибору її типу, способів очищення цієї рідини при промиванні, об'єктивності контролю забрудненості гідросистеми. Особливе значення має визначення необхідної швидкості течії рідини по трубопроводу, достатньої для змивання часток бруду. Очевидно, що величина швидкості цієї рідини залежить від розмірів та щільності часток, їх форми, шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу, властивостей рідини для промивання, матеріалу та діаметра трубопроводу.

Швидкість потоку повинна діяти на частку таким чином, щоб подолати сили адгезії між нею і поверхнею та забезпечити її транспортування з гідросистеми. Турбулентна течія, при якій в рідині утворюються поперечні потоки, що захоплюють частки бруду, є найбільш раціональною. При цьому турбулентність течії повинна бути такою, щоб збурення досягло пограничного підпласту біля стінки, а ламінарний підпласт був менший за розміри частки бруду. Швидкості потоку при цьому повинні бути дуже великими, а числа Рейнольдса більш ніж $10^4 \dots 10^5$. Зазначимо, що турбулентність значною мірою залежить від шорсткості поверхні, оскільки за кожним горбиком виникає вихор, що порушує ламінарність підпласту. Якщо розміри частки більше товщини ламінарного підпласту, то критична швидкість може бути визначена за формулою [44]

$$v_0 = \frac{100^8 \sqrt{R_r}}{\sqrt{7,5 + \sqrt[4]{Re}}},$$

де R_r – гідравлічний радіус трубопроводу; Re – число Рейнольдса.

Для малих часток гідропрстроїв найбільшого поширення отримала формула, одержана на підставі експериментальних досліджень

$$v_y = v_{cp} \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7},$$

де v_y – місцева швидкість потоку, що обтікає частку, м/с; v_{cp} – середня швидкість потоку рідини, м/с; y – відстань від стінки до точки, де визначається v_y , м.

Зазвичай приймають $y = \frac{d}{2}$; $\delta = \frac{60}{Re\sqrt{\lambda}}$ – товщина ламінарного підпласту, м. Масовий відрив часток від стінок починається при швидкості

$$v_{cp} = \frac{1,3}{v_0},$$

де v_0 – критична швидкість потоку у трубопроводі.

За середньою швидкістю потоку v_{cp} визначають потрібну для очищення трубопроводу подачу насоса

$$q_n = 3,3 \cdot 10^{-4} v_{cp} D^2, \text{ м}^3/\text{год},$$

де D – найбільший внутрішній діаметр трубопроводу.

Розрахунки за цими формулами показують, що для видалення часток розміром 5...200 мкм у трубопровід необхідно подати 90 м³/год (~1500 л/хв) рідини, що нереально. Отже, промивання трубопроводів можна здійснювати тільки рідиною, що має малу в'язкість, наприклад керосином, водомасляною емульсією, яка має добрі змащувальні властивості. При використанні стенда для промивання з установкою для підігрівання рідини до 50...60 °С значно підвищується її можливість до змивання бруду. Оскільки змащувальні властивості емульсії та керосину нижчі ніж індустриальних масел, промивання цими рідинами можливе тільки окремих деталей, а не гідросистеми у цілому.

Одним з шляхів підвищення ступеня очищення при промиванні тонких трубопроводів прийнято вважати збільшення тиску у стенді для промивання. При цьому за рахунок деформації трубопроводів відбувається зменшення адгезійних зв'язків, що сприяє змиванню забруднення. Однак внаслідок того, що силові канали гідросистем зазвичай короткі та виконуються чи в масивних деталях, чи у трубах з товстими стінками, підвищення тиску при промиванні нераціонально.

Значне підвищення ефективності очищення від забруднень окремих деталей дозволяє отримати ультразвукове промивання. Якість очищення

залежить від параметрів ультразвукового поля, робочого середовища, операцій, які передували очищенню, характеристики забруднень та виробів (маси виробу, його матеріалу, конфігурації та макро- і мікрорельєфів), способу зберігання тощо. Ступінь очищення деталей має імовірнісний характер і не може точно прогнозуватися для конкретної деталі.

Залежно від вказаних факторів треба вибирати частотний діапазон, режим випромінювання, технологічне середовище, його температуру, наявність поверхнево-активних включень, бажано введення у рідину кавітаційних зародків. Ступінь очищення залежить також від попередніх операцій. Необхідні, наприклад попереднє замочування деталей в органічних розчинниках, їх підігрівання, дотримання певної відстані від деталі до випромінювача, зміна їх положення в акустичному полі у випадку екранування однієї деталі іншою. Важливу роль відіграє очищення технологічного середовища від забруднень, що потрапили в нього. Крім того, після ультразвукового очищення необхідно вводити додаткову операцію очищення.

Оцінюючи можливості ультразвукового очищення, слід відзначити:

- завдяки кавітаційним процесам, при правильному виборі режимів очищення, частки добре відокремлюються від поверхні;
- при багатосерійному виробництві, де є можливість створення окремих режимів для певних деталей, підбір режимів очищення та допоміжних операцій може виявитися економічно доцільним. При завантаженні ультразвукових ванн різними деталями, та ще й «навалом», частина деталей неминуче виявиться неочищеною;
- необхідність подальшого очищення деталей може створювати небезпеку засмічення їх волокнами матеріалів для протирання. Крім того, необхідно підтримувати високу чистоту повітря в приміщенні;
- ультразвукове очищення допустиме тільки для окремих деталей. Для складальних одиниць такий спосіб нераціональний, оскільки у гідросистему необхідно вбудувати перетворювачі коливань. Спроби розв'язання цієї задачі поки не мали успіху.

Кавітаційні процеси у гідросистемі можна створити за допомогою кавітаційної шайби. Розрахунок площі місцевого звуження потоку на вході та виході у вузол для промивання (без врахування гідравлічних втрат) проводиться за формулою [44]

$$A = \frac{q}{\sqrt{\frac{2(p_n - p_{\pi})}{\rho} - \left(\frac{q}{A_{\text{нм}}}\right)^2}},$$

де A – площа звуженого перерізу на вході в агрегат для промивання; q – витрата рідини для промивання; p_n і p_{π} – відповідно тиск рідини для промивання у напірній магістралі і її насиченої пари при заданій температурі; ρ – густина рідини для промивання; $A_{\text{нм}}$ – площа поперечного перерізу напірної магістралі.

У той же час застосування гідродинамічної кавітації може привести до серйозної деформації поверхні деталей. Зниження кавітаційних процесів до безпечного рівня суттєво знижує і можливості промивання. Тому сферою застосування кавітаційного методу промивання може бути тільки очищення каналів, порожнин агрегатів, перехідників, фітингів за умови підбору такого режиму, який би не викликав ерозії матеріалу деталі. Для промивання окремих трубопроводів, а тим більше трубопровідних систем у зібраному стані, цей метод не прийнятний внаслідок обмеженості довжини зони розвиненої кавітації.

Стенди для промивання, які розроблюються різними установами, відрізняються в основному принципом збудження коливань тиску, конструкцією акустичного блока (щоб не збуджувати коливань в насосі), частотою та амплітудою зміни тиску і витратою рідини.

ДонДТУ (м. Алчевськ) була розроблена та випробувана установка пульсуючого потоку, який створюється безклапанним насосом. В основу цієї установки покладено схему багатозафазних пульсуючих передач. На валу приводного двигуна знаходиться ексцентрикова шайба 1 (рис. 11.4), що взаємодіє з протилежно розташованими поршнями 2 і 11, які підтиснуті до шайби чи пружинами (рис. 11.4 а), чи тиском підживлення (рис. 11.4 б). При витисненні рідини з – під одного з поршнів відкривається один зі зворотних клапанів 4 або 5 і рідина надходить на промивання. В поршневій порожнині другого поршня у цей момент відбувається розрядження (рис. 11.4 а), відкриваються зворотні клапани 6, 10 або 7, 9, які з'єднані з цим трубопроводом, та відбувається всмоктування.

За схемою, зображеною на рис. 11.4 б, рідина у поршневу порожнину надходить від насоса підживлення 13 через гідродинамічний фільтр 12, на

якому затримуються частки бруду, які потрапили у ванну після її промивання. У трубопроводах після поршня вбудовані рухомі діафрагми 3 і 8 зі східчастою перегородкою, які збільшують витрату рідини, що надходить на промивання при малому ексцентриситеті. Як і плунжери, діафрагми зводяться чи пружинами, чи під дією підпора. В останньому випадку східчаста перегородка через нерівність сил рухається в бік меншої площі.

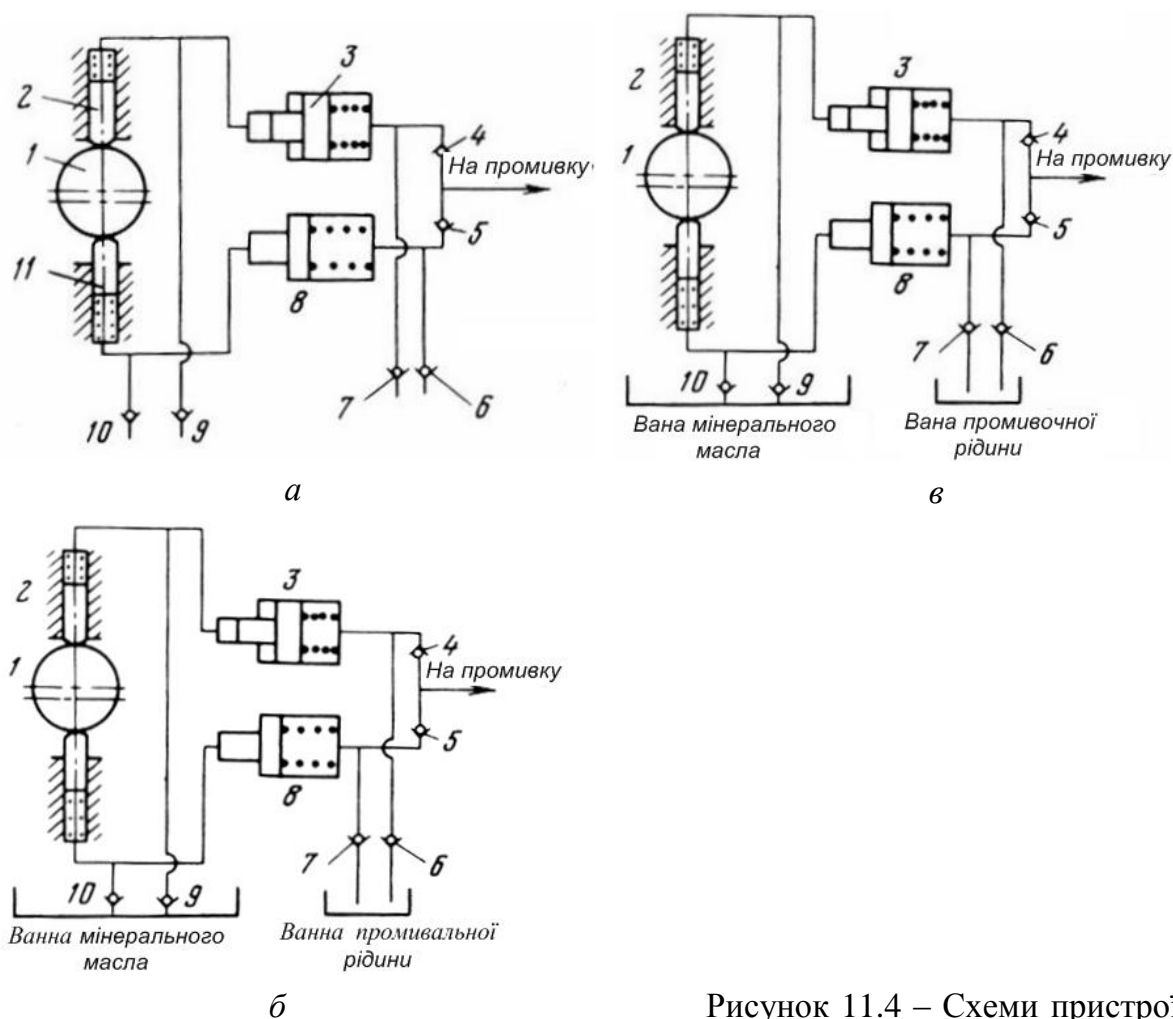


Рисунок 11.4 – Схеми пристроїв для промивання

Схема, зображена на рис. 11.4 а більш проста, але потребує очищення рідини для промивання фільтрами, розташованими зовні. Це потребує використання ще одного приводу, каскаду фільтрів, фільтрувальні елементи яких не регенеруються.

При конструктивному виконанні пристрою для промивання за схемою рис. 11.4 б, обидва ексцентрики (основного та насоса підживлення) розташовуються на одному валу, гідродинамічний фільтр забезпечує безперервне очищення поверхні фільтрувального елемента від часток, які осіли

на ньому, та збирання цих часток в бункері. Ємність бункера така, що дозволяє спорожнювати його тільки при профілактичних оглядах стенда.

Схема, зображена на рис. 11.4 в, призначена для роботи на різних рідинах. Оскільки поршні знаходяться у протифазах, подача рідини у систему відбувається за синусоїдою. Миттєва та максимальна витрата насоса визначається за залежностями:

$$q_n = eA \omega \sin \omega t \quad \text{та} \quad q_{n \max} = e A \omega,$$

де A – площа поршня; e – ексцентриситет, ω – частота обертання вала насоса.

За час одного оберту подача рідини в систему буде відбуватися два рази

$$q_{об} = 2e A \cdot 2 = 4 e A.$$

Хвилинна подача насоса

$$q_n = q_{об} n = 4e A n = \frac{20 \omega e A}{\pi}.$$

Середня подача насоса

$$q_{n \text{ ср}} = \frac{20 \omega e A}{\pi}.$$

Відношення максимальної витрати до середньої

$$k = \frac{q_{n \max}}{q_{n \text{ ср}}} = \frac{\omega A e \pi}{2 \omega e A} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Якщо не враховувати, що діафрагма східчаста, то можна прийняти, що подача рідини здійснюється звичайним двоплунжерним насосом з винесеними клапанами. Витрата рідини на промивання

$$q_n = m q_n,$$

де m – кратність діафрагми.

Регулювання частоти пульсації здійснюється зміною частоти обертання вала приводного двигуна; амплітуди витрати – співвідношенням площ діафрагм, тиску – провідністю дроселя, встановленого на виході трубопроводів, які промиваються.

На рис. 11.4 в наведена гідравлічна схема для випадку, коли в якості рідини для промивання необхідно використовувати кислоту, сильний лужний розчин чи іншу хімічно активну рідину. Подачу такої рідини під великим тиском зазвичай технічно трудно здійснити, оскільки подавати її звичайним насосом неможливо, а використання спеціального лиття для всіх деталей насоса

означало б зниження в багато разів ККД при тисках, які потрібні. Тому зазвичай у таких системах деталі «відмочувалися», витримувалися певний час, нейтралізувалися, а тільки потім промивалися. Враховуючи низьку ефективність хімічної реакції у застійному середовищі, промивання різко подорожчає та буде потребувати більше часу.

На стенді, рис. 11.4 в, будь-яку рідину можна подавати безперервно з великою пульсуючою витратою та тиском. Рідина у гідравлічній системі розділяється діафрагмами, які коливаються з частотою обертання приводу. Відмінність схеми на рис. 11.4 б від схеми на рис. 11.4 а полягає в тому, що у момент всмоктування клапани 6 і 13 (або 7 і 14) всмоктують різні рідини: перший – мінеральне масло, яке найбільш сприятливе для роботи насоса, другий – хімічно активну рідину для промивання. При цьому перший (6 або 7) клапан тільки поповнює витоки, другий – заповнює праву (за рис. 11.4 б) підпоршневу порожнину діафрагми. Оскільки в другому варіанті рідина для промивання після очищення не надходить до насоса, та, крім того, основну функцію виконує хімічна реакція, значення фільтрації не настільки важливе як у першому варіанті.

Надійність насоса, який працює на чистому мінеральному маслі середньої в'язкості ($\nu_{50} = 30\ldots 50 \text{ мм}^2/\text{с}$), значно вище ніж на рідині для промивання. Якщо проблема очищення рідини для промивання і в цьому випадку стоїть достатньо гостро, то вона вирішується приєднанням насоса для підживлення за типом виконаного для промивання (рознесені клапани, діафрагми) з живленням забрудненою рідиною з системи клапанами з правої сторони діафрагми (аналогічно клапанам 13 і 14) та з подачею випрямляючого потоку на фільтр, виготовлений з нержавіючих деталей і приєднаних до клапанів 13 і 14.

11.4.2. Технологічне очищення гідросистем. Вище вказано, що основною причиною зношування гідровузлів – наявність часток забруднень, які залишилися після виготовлення деталей та їх зборки, і часток, які з'явилися в системі після випробувань. Останні з'являються в результаті дії на гострі кромки пульсації тиску, турбулентності, кавітації тощо. Якби ретельно деталі та вузли не промивалися, наявність в ній часток, небезпечних для гідравлічної системи, неминуча. Тому важливою проблемою є відбір цих часток при випробуваннях. Розрахунки показують, що промивати зібрану систему робочою рідиною неможливо, а використання рідин з малою в'язкістю в цьому випадку неприпустиме через низькі властивості змащування та великі витоки, що

приводить до нагрівання гідравлічної системи.

Найбільшу кількість часток, які забруднюють гідравлічну систему, генерує насос. Тому при випробуваннях необхідно між насосом і гідромотором встановлювати повнопоточний фільтр, який захищає гідровузли та не дозволяє часткам бруду знову потрапити через трубопровід низького тиску до насоса і пришвидшити його зношування. Оскільки фільтр знаходиться під тиском та вбудовується в систему із замкнутою циркуляцією рідини, виключається застосування центробіжних сепараторів, гідравлічних циклонів і електростатичних фільтрів.

Реально застосування магнітного та механічного очищення. Однак при всіх перевагах магнітного очищення воно затримує в першу чергу феромагнітні частки і тільки частково немагнітні (зв'язані за рахунок адгезії з феромагнітними). Серед «не спійманих» часток для магнітних фільтрів – залишки паст для притирання, продукти зношування шліфувальних кругів, пригари на литво тощо. Твердість цих часток набагато більша за твердість металу, тому їх видалення особливо важливе.

Крім того, навіть в кращих конструкціях магнітних фільтрів з уловлювачами для часток можливе скидання часток, які осіли на магніт при великому їх «налипанні». Отже, необхідне своєчасне розбирання та очищення фільтра. Тому такий фільтр можна розглядати як один з елементів каскаду очищення. Другим елементом цього каскаду повинен бути механічний фільтр. Досвід та розрахунки вказують, що вибір таких фільтрів для силової системи достатньо складний.

Максимальна величина частки, яка надходить на очищення, не може бути більша за подвійну тонкість фільтрування, а клас чистоти масла, яке надходить на очищення, за ГОСТ 17216 повинен бути не більш ніж на два класи нижче за потрібний. Враховуючи, що максимальна величина часток у системі становить 120...200 мкм, для забезпечення необхідної чистоти потрібний як мінімум каскад технологічних фільтрів на 70, 35, 16 мкм, причому розміри поверхні фільтроелементів у каскаді повинні збільшуватись пропорційно квадрату відношень, тобто в чотири рази. Разом зі збільшенням фільтроелементів зростає відповідно і зусилля, яке розриває корпус. Таким чином виникає необхідність у складній, дорогій конструкції установки для очищення. До того ж необхідна часта зміна фільтроелементів, для очищення яких, у свою чергу, необхідні спеціальні ультразвукові установки. Зазначимо, що фільтроелементи тонкого

очищення взагалі не регенеруються. Більш простим виявилось використання саморегенеруючих повнопоточних фільтрів з пневматичним чи електромагнітним приводом для пульсації фільтроелемента.

Розрахунки та експерименти вказують, що такі повнопоточні фільтри забезпечують необхідний ступінь очищення у 15...20 мкм, при розмірі вічка 70 мкм, що дозволяє подавати на очищення рідину 17-го класу чистоти за ГОСТ 17216 з частками до 150 мкм. Таким чином, відпадає необхідність у багатокаскадних схемах, фільтри не потребують очищення, виключається можливість їх забруднення, а завдяки крупній сітці площа поверхні фільтроелемента у шістнадцять разів менша, ніж у механічного статичного фільтра рівної продуктивності та рівної тонкості фільтрації.

11.4.3. Гідродинамічне очищення. Пристрої для очищення рідини в основному базуються на традиційних способах відділення механічних домішок від рідини, які умовно можна поділити на дві великі групи: очищення в силових полях та механічне очищення.

До першої групи належать відстоювання, гравітаційне, центробіжне (гідроциклони і центрифуги), магнітне та електростатичне очищення. Кожному виду притаманні свої переваги та недоліки. При достатньо великій гряземісткості систем очищення у силових полях, осадження потребує багато часу, великої площі ванн для осаду, має малу продуктивність і залежить від густини часток, температури та інших умов. Недоліком центрифуг є складна конструкція, неможливість її вбудування безпосередньо в технологічний цикл, необхідність періодичного розбирання з наступним балансуванням, дуже великі енергетичні витрати на очищення тощо. Недоліком магнітного очищення є вилучення в основному феромагнітних часток, мала швидкість обтікання (до 0,01 м/с) тонкого шару рідини, у якому магнітний вплив ефективний, неможливість утримання на магніті великої маси вловлених часток, залежність ефективності від температури, відмови від ударів (для постійних магнітів) тощо. Недоліком електростатичного очищення є можливість роботи тільки у рідинах, які не проводять струм, низька продуктивність, велика вартість обладнання, підвищені вимоги до безпеки.

Недоліками механічного очищення (фільтрування) є мала гряземісткість збільшення перепаду тиску по мірі «забивання» отворів або пор у перегородці, наявність байпасного каналу, який перепускає без очищення частину рідини з лінії забрудненої рідини до лінії очищеної, обмеженість за ступенем

забрудненості рідини, що надходить для очищення, великі габарити, які зростають при підвищенні вимог до тонкості очищення або пропускну здатності, тощо. Все це приводить до періодичної заміни або регенерації фільтруючого елемента, вбудування сигнальних пристроїв і т. ін.

Слід зауважити, що наявність пилу в оточуючому середовищі дуже часто настільки велика (наприклад, у вугільних забоях), що заміна фільтроелементів у гідравлічних системах вносить забруднень в систему більше ніж за весь час експлуатації.

Таким чином, можна сформулювати вимоги до ідеального фільтра: безперервне очищення з чітко обмеженою верхньою границею розмірів часток; необмежена гряземісткість; малий та постійний перепад тиску; велика пропускна здатність при малих габаритних розмірах; необмежений термін служби без використання змінних фільтроелементів або таких, що регенеруються; не потребують технічного обслуговування; можливість його вбудування безпосередньо в гідравлічну систему; незалежність ступеня очищення від вмісту (в межах розумного) механічних домішок в рідині, яка надходить на очищення, як за масовим, так і за гранулометричним складом, незалежно від типу рідини; невисока вартість, яка практично не повинна залежати від тонкості очищення однакової кількості рідини. Ряд вимог є суперечливими, наприклад, висока тонкість очищення і висока гряземісткість. Найбільш близькими до ідеалу є гідродинамічні фільтри, які розроблені, досліджені, удосконалюються в ДонДТУ понад тридцять років та з незмінним успіхом випускаються і застосовуються у багатьох галузях промисловості.

В основу роботи фільтрів покладено теорію руху часток поблизу фільтроелемента. На відміну від традиційної схеми фільтрування, коли потік рідини спрямовано перпендикулярно до поверхні фільтроелемента, у гідродинамічних фільтрах потік направлено вздовж поверхні, рис. 11.5. Фільтр, виконаний за традиційною схемою, затримує тільки частки з розмірами, більшими за розміри фільтруючої чарунки. При цьому, якщо частки бруду застрянуть у чарунці, то витягти її надзвичайно важко, і фільтроелемент втрачає працездатність. У гідродинамічному фільтрі крізь чарунку проходять частки явно менше, ніж величина чарунки, наприклад, якщо розмір чарунки 1,5 мм, то крізь фільтр пройдуть частки розміром менше ніж 0,5 мм. Таким чином забезпечується постійна «чистота» чарунок та безперервне самоочищення фільтра.

Відносна швидкість крупних часток і фільтроелемента забезпечується двома способами:

- деяка кількість рідини, що фільтрується (6...15 %), скидається разом із забрудненнями в ємність, з якої забирається рідина на очищення, а решта (85...94 %) надходить до споживача, рис. 11.6. У більшості випадків рідина, яка скидається, надходить до іншого споживача, вимоги до очищення якого нижче. Такі фільтри називаються «неповнопоточними». Протягом останніх років разом з виробниками з Польщі ці фільтри були модернізовані таким чином, щоб рідина з лінії скидання після очищення у динамічних відстійниках за допомогою ежекторів знову надходила до лінії подачі рідини, яка надходить на очищення. Таким чином фільтр стає повнопоточним, і вся рідина, яка подається насосом на фільтр, очищується;

- фільтроелемент здійснює обертовий або коливальний рух. Кутова швидкість в цьому випадку набагато менше ніж у центрифуги, оскільки не ставиться завдання відкидання часток від поверхні. Такі фільтри називаються повнопоточними, рис. 11.7. Їх конструкція більш складна, тому їх застосовують там, де неприпустимо скидання частини потоку або густина часток незначно перевищує густину рідини.

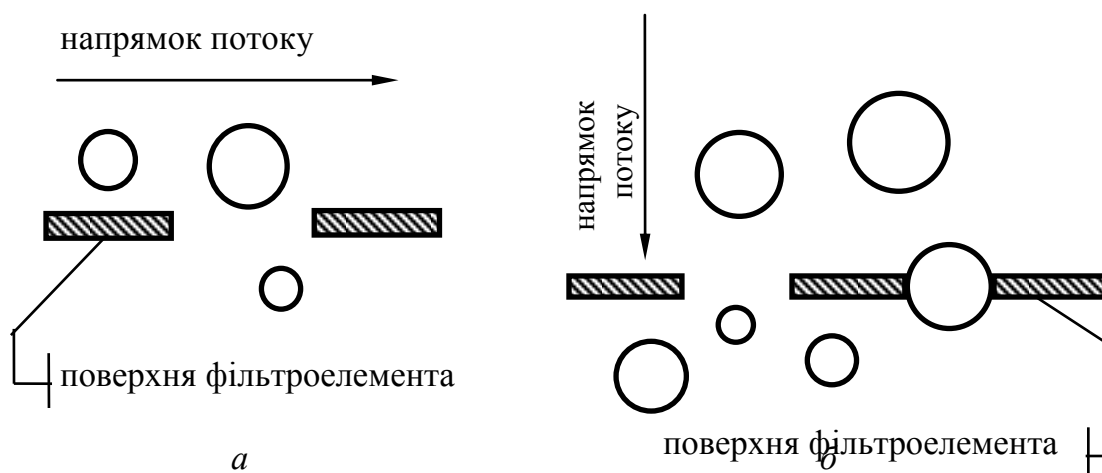


Рисунок 11.5 – Схеми фільтрації: а – гідродинамічний фільтр; б – традиційна система фільтрації

Після вбудування повнопоточних фільтрів у гідросистеми комбайнів для добування вугілля у півтора рази збільшився ресурс роботи механізмів переміщення комбайнів до капітального ремонту, на 30 % зменшився випуск гідромашин для ремонту таких комбайнів. В усіх таких комбайнів надійно працює система сервозолотників, чого не вдавалося досягти при застосуванні

інших схем очищення. Двадцять три тисячі електрогідравлічних клапанів, які автоматично регулюють за допомогою прецензійних золотників потоки води, роками працюють на брудній шахтній воді і завдяки гідродинамічному очищенню ні разу не відмовили в експлуатації.

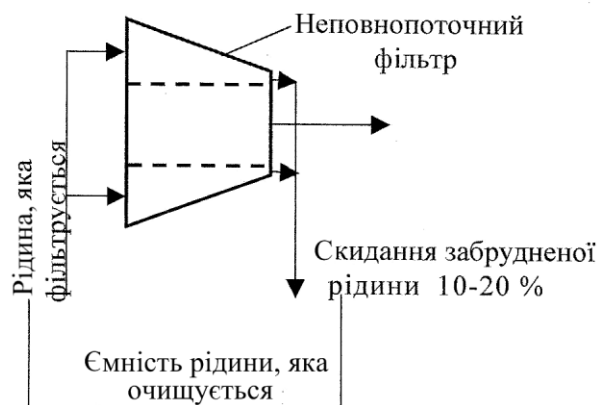


Рисунок 11.6 – Схема неповнопоточного фільтра

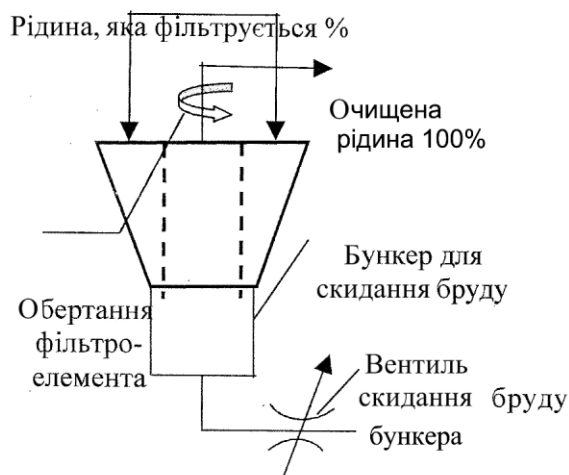


Рисунок 11.7 – Схема повнопоточного фільтра

Сім років без огляду очищується гідродинамічними фільтрами масло для змащування підшипників рідинного тертя в киснево-компресорному цеху Алчевського металургійного комбінату та на прокатному стані сортопрокатного цеху Донецького металургійного заводу.

Безперервно, протягом двох років (потім спостереження були припинені), очищував фарби, які йшли на пістолети для фарбування, гідродинамічні фільтри надтонкого очищення (до 10 мкм) на ЗАЗі (м. Запоріжжя). Завдяки вбудуванню гідродинамічного фільтра у гідросистему, знову, після десятирічної перерви, почав працювати в Об'єднаних Арабських Еміратах потужний морський підйомний кран, збудований у США. На 40 % збільшився випуск якісних фольгированих діелектриків на заводі «Молдавізоліт» (м. Тирасполь) після очищення гідродинамічними фільтрами епоксидно-формальдегідних смол, лаків і клеїв.

Гідродинамічними фільтрами, які випускаються у Польщі за ліцензією ДонДТУ, оснащуються системи зрошення комбайнів для добування вугілля та проходки, конвеєрів, місць перевантаження. Рівень запиленості вперше став відповідати санітарним нормам і зникла загроза захворювання силікозом.

Повнопоточні гідродинамічні фільтри очищують моторні масла і паливо, а неповнопоточні – нафту при її добуванні. На базі повнопоточних гідравлічних

фільтрів розроблені та використовуються установки для заливання, фільтрування та очищення рідин безпосередньо в ємностях. Вони легко вручну переміщуються між устаткуванням (маса біля 60 кг), мають продуктивність 15...80 л/хв, вловлюють частки, що перевищують 15 мкм. Крім того, така установка дозволяє заливати, відсмоктувати та переливати рідину з будь-яких ємностей. Треба відзначити, що така установка в п'ятнадцять разів дешевша від аналогів та не потребує змінних фільтроелементів, кожний з яких коштує біля сорока доларів США.

Застосовуються гідродинамічні фільтри для очищення забруднених та стічних вод. У світі немає аналогів, що забезпечують таку ж пропускну здатність при тій же тонкості очищення, яку можуть забезпечити фільтри надвисокої продуктивності ДонДТУ. Таких прикладів можна навести багато.

Гідродинамічні фільтри випускаються на пропускну здатність від 4 л/хв до 1000 м³/год з тонкістю очищення до 0,025 мм для масел, води, лаків, фарб, палив, емульсій, рідин для змащувань та охолодження, клеїв й ін. Вони зазвичай встановлюються послідовно з магнітним повнопоточним фільтром, потім ці фільтри приєднуються до силової лінії, яка виходить з гідромотора до насоса. В цьому випадку тиск у системі дорівнює тиску підпору. У випадку використання фільтрів, корпуси яких витримують максимальний тиск системи, більш логічним є вбудування фільтрів у силову лінію живлення. В усіх випадках першим, за напрямком руху рідини, встановлюють магнітний фільтр, а потім гідродинамічний.

11.4.4. Контроль якості очищення деталей від механічних домішок.

Оскільки зношування пропорційне третьому-п'ятому ступеню тиску, випробування принаймні протягом двох годин необхідно проводити без навантаження, на холостих обертах.

Найбільш складною проблемою в процесі промивання як окремих деталей, так і всієї системи є контроль чистоти деталей. Як правило, використовуються непрямі методи визначення чистоти робочих рідин: за допомогою автоматичних лічильників; за допомогою мікроскопа; пришвидшеними методами і візуальним оглядом. Усі ці методи не відображають повною мірою фактичну чистоту деталей. Особливо це стосується початкової стадії, коли частки, що прилипили до деталі, це відмокають.

Відомі такі способи прямого контролю забрудненості металевих

поверхонь: органічними забруднювачами – зануренням у чисту деіонізовану воду, контроль здійснюється за розривом водяної плівки, за запотіванням та шляхом конденсації водяної пари. Найбільш чутливим з цих способів є конденсація водяної пари. На повітрі деталь охолоджується до температури нижче точки роси, в місцях забруднень вода збирається в краплі, в інших вкривається тонким шаром інею. Чим більша частка забруднення знаходиться на поверхні, тим більша за розміром крапля її оточує. Спеціальні лічильники вимірюють ступінь забрудненості.

Для огляду глибоких отворів використовують гнучкі ендоскопи, в головках яких є мікроскопічна система, а зображення по волоконних джгутах передається на екран.

11.5. Ущільнення

Ущільнення (вузли герметизації гідропневмоагрегатів) є однією з основних причин, які приводять до їх відмов. При належній якості та правильній експлуатації термін їх експлуатації становить сотні годин роботи. Так, термін роботи якісних ущільнюючих гумових кілець круглого перерізу (без захисних кілець) становить 500...700 год, при використанні захисних кілець з шкіри, які запобігають видавлюванню ущільнюючих кілець у зазор, термін роботи може бути збільшений у 1,5...2 рази. Зазначимо, що значна кількість відмов у гідросистемах пов'язана з втратою герметичності.

Втрату герметичності (витоки) виявити легко, якщо робоча рідина має яскравий колір. Наприклад, за пропозицією ДонДТУ в емульсію Універсал-1 додано люмінесцентний барвник.

Однією з основних причин відмов, пов'язаних з порушенням герметичності, є витоки рідини у з'єднаннях трубопроводів, які зумовлені виробничими дефектами та порушенням правил експлуатації. Зменшити кількість місць, де можливі витоки рідини, можна шляхом використання модульного монтажу гідроапаратів, в тому числі і вбудованих, та використанням зварних і паяних з'єднань.

Всі ущільнюючі пристрої за характером ущільнюючих з'єднань діляться на три основні групи:

- ущільнення для нерухомих з'єднань;
- ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом;
- ущільнення для з'єднань з обертальним рухом.

Залежно від умов експлуатації тип ущільнення потрібно вибирати згідно з наведеними в табл. 11.7 даними [20].

Конструкція та розміри ущільнень, а також місця для їх посадки наведені у стандартах, вказаних в [20]. Необхідно зазначити, що в гідропневмоагрегатах набули широкого поширення гумові ущільнюючі кільця і манжети, принцип дії яких полягає у тому, що за рахунок пружної деформації утворюється попереднє напруження, яке передається на стінки ущільнюючої деталі, що і забезпечує герметизацію з'єднань при нульовому та малому тиску ущільнюючого середовища. Очевидно, що герметичність з'єднання буде забезпечена лише при такому стисненні гумового ущільнюючого елемента між металевими поверхнями, які ущільнюються, при якому буде створено контактний тиск гуми на метал, що забезпечить ізоляцію робочого середовища при заданому його тиску.

Величина початкового напруження, яке створюється в гумі за рахунок її монтажного стиснення, з часом зменшується переважно внаслідок релакційних процесів у гумі, а також втрати неї пружних властивостей при зниженні температури оточуючого середовища. Оскільки манжета (кільце) повинна зберігати ущільнюючі властивості при зниженні температури протягом заданого терміну роботи, то при визначенні початкового напруження необхідно враховувати ці причини для того, щоб воно залишалось достатнім для забезпечення герметизації робочого середовища при заданому тиску.

Таблиця 11.7 – Рекомендації щодо вибору ущільнень

Тип ущільнення	Робочий тиск, МПа, не більше	Швидкість руху, м/с, не більше	Температурний інтервал працездатності, °С	Робоче середовище	Вид з'єднання
1	2	3	4	5	6
Манжети гумові зменшеного перерізу для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 14896-74	50,00	0,5	Від -50 до +150	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода прісна	Зворотний поступальний рух

Продовження табл. 11.7

1	2	3	4	5	6
Манжети (комірці) гумові ущільнюючі діаметром до 300 мм для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 6969-54	32,00	–	Від –35 до +80	Теж саме	Зворотно-поступальний
Манжети гумові для ущільнення гідроциліндрів за ГОСТ 22704-77	10,00	1,5	Від +10 до +80	Мінеральні масла на основі нафти	
Ущільнення шевронні гумові для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 22704-77	63,00	3,0	Від –50 до +100	Мінеральні масла на основі нафти; вода прісна	
Кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 і ГОСТ 18829-73: для гідравлічних пристроїв для пневматичних пристроїв	32,0 10,00	0,5	Від –60 до +200	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода прісна Повітря, що містить розпилене масло	
Кільця гумові ущільнюючі прямокутного перерізу за ГОСТ А56-4-72	60,00	1,5	Від –15 до +80	Мінеральні масла на основі нафти; вода прісна	
Кільця ущільнюючі S-подібного перерізу за ГОСТ 121-81: для гідравлічних пристроїв для пневматичних пристроїв	32,0 10,0	0,5 при тиску до 1,0 МПа 0,1 при тиску більше 1,0 МПа	Від –45 до +100	Мінеральні масла на основі нафти Повітря, що містить розпилене масло	

Продовження табл. 11.7

1	2	3	4	5	6
Кільця ущільнюючі Т-подібного перерізу для ущільнення золотників пневматичних пристроїв	0,05-1,0*	3,0	Від -20 до +60	Повітря, що містить розпилене масло	Зворотно-поступальний
Манжети гумові для ущільнення пневматичних пристроїв за ГОСТ 6678-72	1,0	1,0	Від -65 до +150	Повітря, що містить розпилене масло	
Грязезнімачі гумові для штоків гідравлічних і пневматичних циліндрів за ГОСТ 24811-81 і ОСТ 38.551-74	0,1	0,5	Від -50 до +150	Забруднене, запилене, загазоване і вологе середовище з домішками мінерального масла на основі нафти, вогнестійких гідравлічних рідин, прісної води	
Манжети гумові армовані для валів за ГОСТ 8752-79	0,05	20,0	Від -60 до +170	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода	Обертальний
Торцеві ущільнення для валів за ОСТА51-2-78	0,63	20,0	Від 0 до +70	Мінеральні масла на основі нафти	
Кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 і ГОСТ 18829-73: для гідравлічних пристроїв для пневматичних пристроїв	50,00 40,00	— —	Від -60 до +200	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі рідини; вода прісна Повітря, що містить розпилене масло	Нерухоме

Закінчення табл. 11.7

1	2	3	4	5	6
Манжети гумові армовані для валів за ГОСТ 8752-79	0,05	20,0	Від –60 до +170	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода	Обертальний
Торцеві ущільнення для валів за ОСТА51-2-78	0,63	20,0	Від 0 до +70	Мінеральні масла на основі нафти	
Кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 і ГОСТ 18829-73: для гідравлічних пристроїв	50,00	–	Від –60 до +200	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі рідини; вода прісна	Нерухоме
для пневматичних пристроїв	40,00	–		Повітря, що містить розпилене масло	
Прокладки для різьбових з'єднань за ОСТ2 А52-5-72	32,00	–	–		Нерухоме
Прокладки ущільнюючі для різьбових з'єднань за ГОСТ 23358-78	40,00	–	Від –30** до +400		

*Тиск вказано у робочому інтервалі.

**Залежно від матеріалу прокладки.

11.5.1. Ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом.

Зазвичай у якості таких ущільнень використовують кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу, рис. 11.8. Під час монтажу такого кільця необхідно витримати строгу концентричність між кільцевою канавкою під кільце і зовнішньою поверхнею (дзеркала) поршня або циліндра. При порушенні концентричності кільце в одній своїй частині буде надмірно обтиснуте, а з

діаметрально протилежної сторони може втратити контакт з ущільнюючою поверхнею.

За умови $e > k$, де e – величина ексцентриситету осі канавки відносно зовнішньої поверхні поршня і k – величина номінального попереднього обтиснення кільця, кільце в одній своїй частині буде обтиснуте по поперечному перерізу, і герметичність ущільнення порушиться. При визначенні величини k – монтажного обтиснення кільця, необхідно також враховувати можливість однобічного відтиснення поршня (штока), ефект якого буде рівнозначний, як і розглянутої ексцентричності канавки.

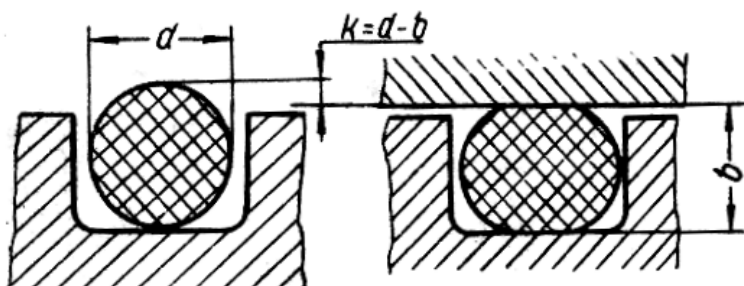


Рисунок 11.8 – Схема ущільнення гумовим кільцем круглого перерізу

Втрата необхідної герметичності (щільності) контакту ущільнюючого кільця з ущільнюючою поверхнею може також виникнути внаслідок впливу рідини на матеріал кільця. У результаті вимивання з гуми пластифікаторів, які додаються до неї для надання їй пружності при низьких температурах, внаслідок чого відбувається її збігання, що необхідно враховувати при визначенні величини попереднього обтиснення кільця. Практично це забезпечується тим, що фактичні розміри кільця вимірюються після його знаходження протягом деякого часу (2...3 доби) у робочій рідині. Також можна рекомендувати зберігання кілець у робочій рідині в період між їх виготовленням та монтажем.

Важливим фактором, який визначає термін роботи ущільнюючої пари, є запобігання дії на неї абразивних часток. Для зменшення можливості потрапляння цих часток в ущільнюючий вузол зовні необхідно використовувати гумове або шкіряне скребкове кільце, рис. 11.9 а, яке щільно обіймає зовнішній кінець штока, і при русі останнього зчищає з нього бруд. У деяких випадках для цієї ж мети із зовнішньої сторони ущільнюючого гумового кільця розміщують (в окремій канавці) металеве розрізне кільце, рис. 11.9 б.

При роботі ущільнюючих кілець у середовищі з поганою здатністю змащування повинно бути забезпечено змащування кілець. Для цього канавки,

у яких розміщено кільця, до їх монтажу заповнюються густим мастилом. Для цієї ж мети використовують спеціальні, насичені густим мастилом, фетрові кільця, які розміщують у спеціальних канавках з двох боків ущільнюючого кільця, рис. 11.9 в.

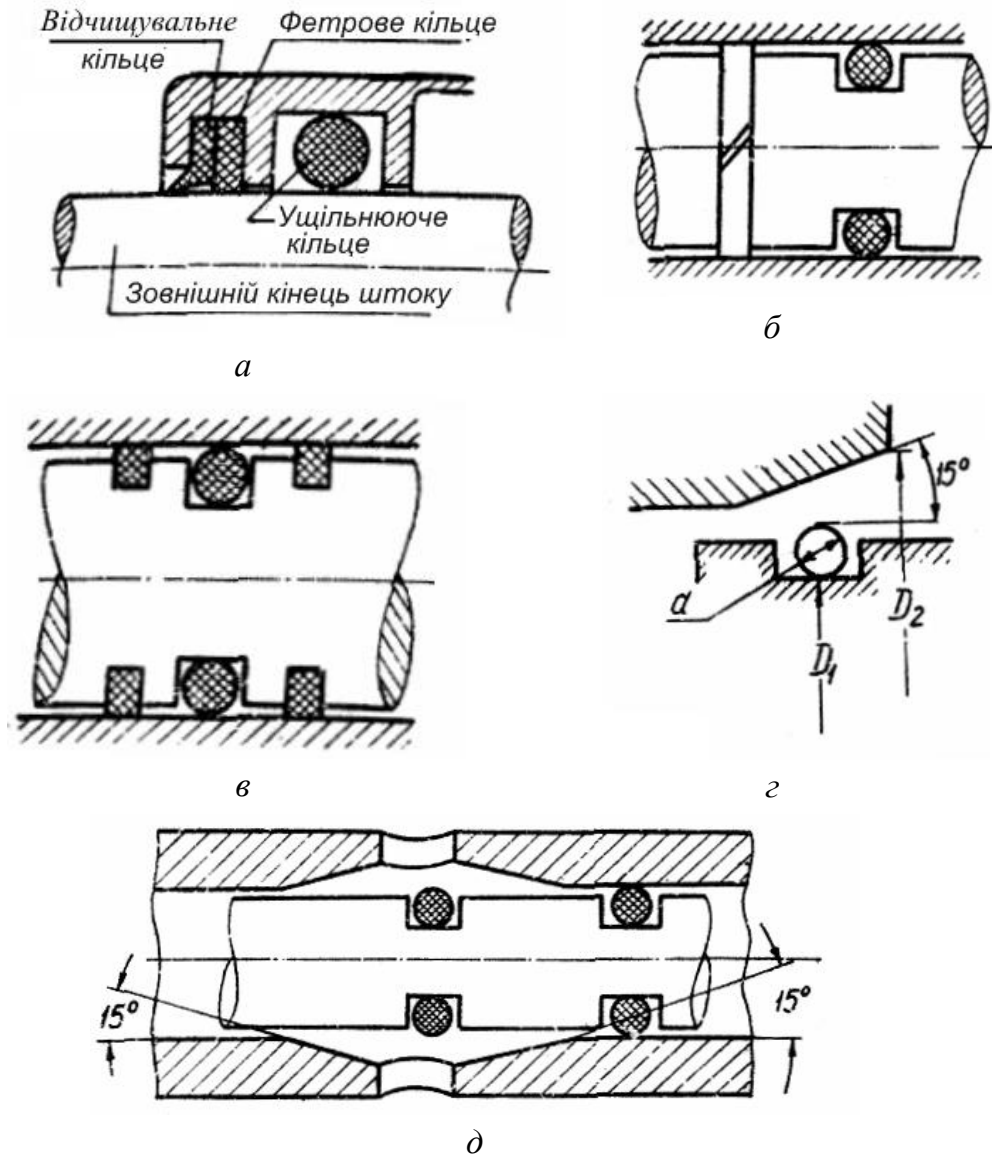


Рисунок 11.9 – Схеми пристроїв для запобігання механічним пошкодженням ущільнюючих кілець

Для запобігання пошкодження кільця під час монтажу рекомендується виконувати на з'єднаних деталях фаску під кутом $15^\circ \dots 20^\circ$, на такій довжині, щоб на початку входу кільця в циліндр його поперечне обтиснення було відсутнім, рис. 11.9 г. При цьому повинна бути виконана умова: $D_2 > D_1 + 2d$. Аналогічні фаски повинні бути передбачені в місцях розташування різних каналів та отворів, які знаходяться в межах ходу кільця при роботі агрегату,

рис. 11.9 д.

11.5.2. Ущільнення для з'єднань з обертальним рухом. Існує два види таких ущільнень:

- ущільнення по колу вала (радіальні ущільнення);
- ущільнення по торцевих поверхнях (торцеві ущільнення).

Основною відмінністю роботи ущільнюючих вузлів для з'єднань з обертальним рухом від вузлів для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом є те, що в ущільнюючих з'єднаннях з обертальним рухом контакт ущільнюючого кільця з невеликою металевою поверхнею постійний. Це приводить, особливо при великих колових швидкостях, до значного нагрівання контактуючих поверхонь вала та ущільнення. Тому створення надійних ущільнень для з'єднань з обертальним рухом має певні труднощі через високу концентрацію тепла на поверхні тертя.

Радіальні ущільнення. У машинобудуванні поширені манжетні ущільнення радіального типу. Контактний тиск манжета на вал досягається посадкою її з деяким натягом, а також зусиллям браслетної пружини та тиском рідини на манжет. Розміри манжет вибирають таким чином, щоб при її монтажі на вал внутрішній діаметр ущільнюючих губок був збільшений на 5 %. Внутрішній діаметр манжет у вільному стані повинен бути приблизно на 2 мм менше за діаметр вала.

Для виготовлення манжет радіального типу зазвичай використовують маслобензостійку гуму, різні гумоподібні матеріали і рідше шкіру. Гума повинна зберігати пружні властивості при всіх можливих в експлуатації температурах, а також не втрачати з часом свої фізичні властивості.

Ущільнення, виконані зі шкіри, забезпечують великий термін роботи, менш вимогливі, чим ущільнення з гуми, до чистоти поверхні вала, який вони ущільнюють, придатні для роботи при відносно поганому змащуванні і для герметизації валів, які обертаються, у забрудненому робочому середовищі. Для виготовлення манжет зазвичай використовується шкіра, оброблена дубильними речовинами у вигляді дуба або хромпіка. Ущільнюючі елементи, виконані зі шкіри, можна використовувати для колових швидкостей вала до 10 м/с. Ущільнення з синтетичних гум можуть добре працювати при колових швидкостях на поверхні обертання до 15 м/с.

Розглянуті ущільнення для з'єднань з обертальним рухом зазвичай використовуються при тиску до 0,2 МПа і тільки в окремих випадках при тиску

до 0,5 МПа. Слід мати на увазі, що коли тиск перевищує 0,1...0,15 МПа, колова швидкість вала повинна бути меншою за 5...6 м/с.

Добре зарекомендували ущільнення типу УМА (ущільнення манжетне армоване) рис. 11.10. Воно містить манжет, виконану з маслостійкої гумової суміші, з пружинним кільцем, яке забезпечує притискання робочої кромки манжет до поверхні вала, який обертається (або втулки, насадженої на вал). Для збільшення жорсткості манжет армована сталевим кільцем. Манжет монтують у глухій розточці. Для полегшення монтажу манжет на розточці під кутом 15° виконують вхідну фаску. За рахунок натягу манжет утримується в розтоці, отже, додаткових пристроїв для її кріплення не потрібно.

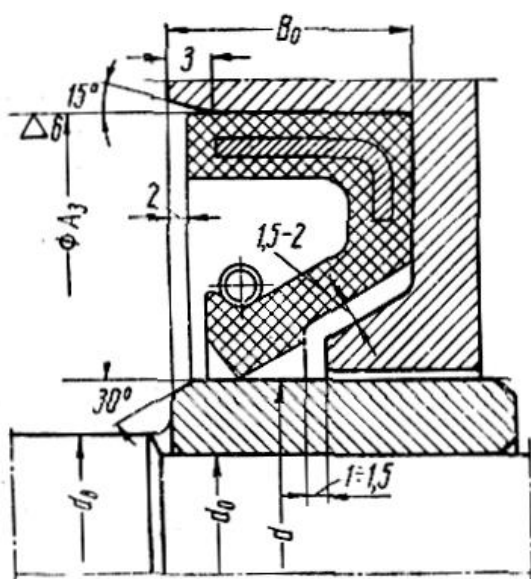


Рисунок 11.10 – Ущільнення манжетного типу УМА

Для зменшення спрацювання вала або втулки в місці контакту з ущільнюючою кромкою манжет рекомендується поверхні тертя загартовувати до твердості не нижче $HRC = 50$, а потім хромувати. Для отримання чистоти поверхні тертя не нижче $V 9$, вона повинна поліруватися.

Цей тип ущільнень призначений як для запобігання витоку робочої рідини з внутрішніх порожнин гідроагрегатів, так і для запобігання від проникнення всередину води та бруду при перепаді тиску не більше 0,05 МПа, температури нагрівання до 120 °С та швидкості ковзання не більше за 10 м/с. Однак такі ущільнення можуть працювати при перепадах тиску до 0,8 МПа, у таких випадках для запобігання вивертання манжети з її тилу повинен бути розміщений конусний упор. Середні витоки рідини при роботі такого ущільнення становлять біля 0,5...1,0 см³/год.

Спрацювання вала та ущільнюючої кромки манжет. Виникнення

відмови радіального манжетного ущільнення більш ніж у 50 % випадків відбувається внаслідок спрацювання поверхні вала. Стійкість вала з підвищенням його твердості практично не підвищується. За даними спостережень інколи спрацювання в цьому випадку навіть збільшується. Однак, якщо підвищувати стійкість за рахунок хромового покриття, то спрацювання зменшується, але збільшується імовірність відшарування цього покриття.

Момент тертя, а отже, і температура контакту в місці ущільнення залежить від чистоти обробки вала, причому при тиску ущільнювального середовища до 0,3 МПа момент тертя зі збільшенням чистоти поверхні зазвичай зменшується, а при тиску більше за 0,3 МПа – збільшується. Взагалі чим вища чистота контактуючої поверхні, тим більше термін роботи. Практично достатньо мати середньоквадратичну висоту нерівностей поверхні 0,4 ... 0,6 мкм і ущільнення буде працювати роками.

Рекомендації щодо контролю ущільнювального вузла:

- на робочій ділянці вала (в місці контакту) не повинно бути подряпин, задирав, слідів корозії та інших дефектів. Овальність вала не повинна перевищувати 0,01 мм;
- при наявності слідів обробки у вигляді гвинтових мікроканавок вони повинні бути спрямовані проти напрямку обертання вала для того, щоб заважати витіканню рідини;
- на манжеті не повинно бути напливів, сторонніх включень, пухирів та інших дефектів, особливо на робочій кромці і посадочній поверхні;
- перед монтажем манжет повинні бути витримані на протязі 8...12 год при температурі 50 °С. При встановленні манжет треба змастити тонким шаром густого мастила. Через шліци, канавки для шпонок манжет можна встановлювати тільки за допомогою спеціальних оправок.

Ущільнення кільцями круглого перерізу. Такі кільця можуть використовуватися для з'єднань з обертальним рухом за звичайною схемою (при встановленні кілець під прямим кутом до осі обертання) тільки при відносно малих швидкостях та навантаженнях. Радіальне стиснення кільця в цьому випадку не повинно перевищувати 5...6 % від його поперечного перерізу, колова швидкість вала – 2 м/с. Ці обмеження обумовлені тим, що на поверхні контакту виникають неприпустимо високі температури, які приводять до старіння гуми та швидкої відмови ущільнення.

Для полегшення умов роботи кільце встановлюють під деяким кутом ($\alpha =$

$= 3...5$), рис. 11.11, до площини, перпендикулярної до осі вала, завдяки чому значно покращується змащування поверхонь контакту та відведення від них тепла. Зазначимо, що встановлення кільця під кутом $\alpha = 3^\circ$ знижує коефіцієнт тертя приблизно у два рази порівняно зі звичайним встановленням кільця в площині, перпендикулярній до осі вала.

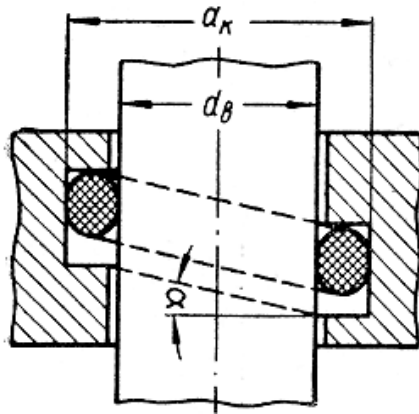


Рисунок 11.11 – Герметизація вала, який обертається, гумовим кільцем круглого перерізу

Такі кільця придатні для роботи при колових швидкостях вала до 2,5...3 м/с та тиску рідини до 0,5 МПа. Радіальне стиснення кілець повинно бути у межах 9...11 %. При зменшенні колової швидкості до 1,5 м/с радіальне стиснення, при збереженні тієї ж температури, можна збільшити до 13 %. При коловій швидкості 0,5 м/с тиск рідини може бути збільшений до 5 МПа.

Слід зазначити, що розміри ущільнюючого кільця і канавки для його розміщення повинні бути підібрані таким чином, щоб не відбувалося провертання кільця в канавці відносно осі вала. Для цього момент сили тертя кільця в канавці не повинен перевищувати момент сили його тертя по валу, який обертається. Для забезпечення цього монтажний натяг кільця в канавці повинен перевищувати натяг по валу. В практиці розміри кільця і вала підбираються таким чином, щоб кільце входило на вал без розтягу, тобто внутрішній діаметр кільця у вільному стані повинен бути рівним або незначно більшим за діаметр вала – d_v . Зовнішній діаметр кільця у вільному стані повинен бути на 5...8 % більшим за діаметр дна канавки – d_k .

Ущільнення торцевого типу. Для роботи в умовах високого тиску робочих рідин і великих обертів вала, особливо у з'єднаннях з високою температурою, знайшли застосування ущільнення торцевого типу, в яких рухлива ущільнююча поверхня контактує із зовнішньою поверхнею на площі, перпендикулярній до осі вала, рис. 11.12.

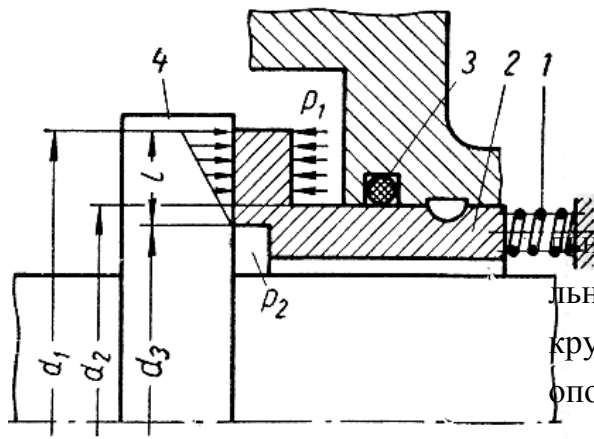


Рисунок 11.12 – Торцеве ущільнення: 1 – пружина; 2 – ущільнююче кільце; 3 – гумове кільце круглого перерізу; 4 – металеве опорне кільце (букса)

Ущільнююче кільце 2 кріпиться до вала, який обертається, або з'єднується з нерухомим корпусом, а опорне 4 у першому випадку кріпиться до корпусу, а в другому – до вала, який обертається. При цьому одне з кілець повинно мати можливість переміщуватися вздовж осі під дією пружини 1, яка притискає одне кільце до іншого. Зазначимо, що кільце 2 виготовлено з м'якого антифрикційного металу, а кільце 4 – з металу, що має велику твердість.

Пружина 1 створює попередній контактний тиск на поверхнях кілець 2 і 4, який достатній для недопущення витоків рідини при нульовому чи близькому до нього тиску робочої рідини.

При збільшенні тиску до зусилля пружини 1 додається зусилля тиску рідини p_1 , яке діє в тому ж напрямку, завдяки чому контактний тиск (питоме навантаження) пари ковзання буде збільшуватися пропорційно збільшенню цього тиску. Гумове кільце круглого перерізу 3 ущільнює рухомий елемент (кільце) по поверхні осьового ковзання. Ці ущільнення можуть використовуватися при колових швидкостях ущільнюючого вузла до 50 м/с і вище та при тиску ущільнюючого середовища до 40 МПа.

Для зниження контактного тиску площа $A = \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4}$, на яку діє тиск рідини p_1 , який притискає рухоме в осьовому напрямку кільце 2 до кільця, що обертається 4, меншої площі $A = \frac{\pi(d_1^2 - d_3^2)}{4}$, по якій відбувається контакт цих кілець. Правильним підпором співвідношення $\frac{A}{A_1} = k_p$, яке називають коефіцієнтом урівноваження, можна отримати контактний тиск кілець нижче за тиск робочого середовища.

Приймаючи, що безпосередній контакт поверхонь пари ковзання

відсутній (сили, що діють на кільця, урівноважені), а течія рідини у зазорі підпорядковується гідродинамічному закону, умова рівноваги осьових сил, прикладених до рухомого в осьовому напрямку кільця, буде мати вигляд

$$A_1 p_{cp} - A \Delta p \pm F_{тр} - F_{пр} = 0,$$

де p_{cp} і $\Delta p = p_1 - p_2$ – середній тиск рідини у зазорі між контактуючими поверхнями кілець і перепад тиску відповідно; p_2 – тиск у зливній порожнині; $F_{тр}$ – сила тертя кільця; $F_{пр}$ – зусилля пружини.

За умови, що порожнина зливу з'єднана з атмосферою $\Delta p = p_1$. Внаслідок того, що у правильно сконструйованому ущільненні сума $F_{тр} + F_{пр}$ зазвичай не перевищує 5 ...8 % осьового зусилля тиску рідини, яке діє на рухоме в осьовому напрямку кільце, в розрахунках нею нехтують. При цьому припущенні останнє рівняння має вигляд

$$p_{cp} = p_1 \frac{A}{A_1} = \frac{p_1 (d_1^2 - d_2^2)}{d_1^2 - d_3^2}, \text{ або } \frac{p_{cp}}{p_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}.$$

Припускаючи, що розподіл тиску в зазорі у радіальному напрямку по ширині $l = \frac{d_1 - d_3}{2}$ ущільнюючої поверхні буде лінійним, що буде справедливо за умови, коли поверхні, які утворюють зазор, паралельні, можна записати $p_{cp} = \frac{p_1}{2}$ (у припущенні, що $p_2 = 0$). Відповідно до цього рівновага сил тиску рідини на ущільнюючому кільці з урахуванням дії сили рідини, під якою відбувається розклинення, при лінійному розподілі тиску у зазорі настане за умови

$$k_p = \frac{A}{A_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2} = 0,5.$$

При вказаному значенні коефіцієнта k_p щільність контакту кілець, необхідних для збереження герметичності, досягається лише зусиллям натягу пружини l . Оскільки розподіл тиску в зазорі прийнятий лінійним, коефіцієнт k_p зазвичай вибирають більше ніж 0,5, адже у протилежному випадку зусилля тиску рідини у зазорі може перевищити притиснення кілець, і ущільнення «розкриється».

Для ущільнень з шириною контактної поверхні $l = 4...5$ мм при використанні масел з малою в'язкістю рекомендуються такі значення

коефіцієнтів урівноваження: для тиску робочого середовища більше 0,8...1,0 МПа значення $k_p = 0,55...0,6$ та нижче – 0,8 МПа – $k_p = 0,6...0,65$.

Важливою умовою досягнення герметичності ущільнення є забезпечення правильних геометричних форм деталей та якості ущільнюючих поверхонь. При високих швидкостях ковзання особливого значення набуває перпендикулярність герметизованої площини до осі вала, яка при швидкостях порядку 40 м/с і вище повинна бути витримана в межах 0,01 мм на радіусі 25 мм; відхилення від площини не повинні перевищувати 0,8...1,0 мкм. Чистота обробки робочих поверхонь ущільнюючих кілець повинна бути Ra 0,32.

Якість ущільнень значною мірою залежить також від правильного вибору матеріалу контактуючих кілець. Поширена пара з бронзового та чавунного ущільнюючого кільця і сталюого опорного кільця (букси) з цементованою поверхнею. Чавун придатний для роботи з маслами з малою в'язкістю, гасом та бензином. Зазначимо, що при використанні масла з великою в'язкістю перевагу надають бронзовим кільцям.

Останнім часом для виготовлення поверхонь герметизуючих кілець механічних ущільнюючих пристроїв стали використовувати вугільно-графітові, графітометалеві та керамічні матеріали, а також керамічне покриття по металу і політетрафторотиленові пластмаси з наповнювачем (вугілля або скловолокно).

11.5.3. Ущільнення для нерухомих з'єднань. Такі з'єднання зазвичай герметизують за допомогою піддатливих прокладок або за допомогою гумового маслобензостійкого шнура. Як прокладки застосовують лист з гуми, пароніт, картон або металеві прокладки з декапиту. Останні необхідні в тих випадках, коли зазор визначається як результат суми відхилень розмірів по довжині деталей, які утворюють його. Більш піддатливі матеріали при стисненні кришкою або фланцем ущільнюються, заповнюючи заглибини, які залишилися після механічної обробки, і герметизують систему. Однак при багатократному збиранні та розбиранні деформована поверхня прокладки не потрапляє у попередні борозни, при цьому виникають зазори, по яких відбуваються витoki та в систему потрапляє запилене повітря. Міцність прокладок мала, тому дуже часто вони потребують заміни після кожного розбирання.

Для гідросистем, до яких пред'являються підвищені вимоги до герметизації, використання гумового шнура дозволяє отримати значний ефект. У фланці кришки або корпусу фрезерується канавка, глибина якої за величиною менше діаметра кільця на 10...30 %. У цю канавку клеєм, який з'єднує метал і

гуму, приклеюють круглий шнур з гуми, кінці якого зрізують під гострим кутом та заклеюють, утворюючи замкнутий контур. Використання шнура потребує збільшення ширини фланців, товщини кришки або фланця в корпусі та дуже трудомістке при виготовленні. Крім того, під дією високої температури та легованих масел гума старіє, втрачає еластичність, зменшується у розмірах, і на стику виникає зазор. Шліфування поверхні для ущільнення безпосередньо стиком – дуже вартісний процес, причому не завжди ефективний через короблення деталей при їх природному старінні.

У техніці ущільнення привалкових площин поширені спеціальні ущільнювачі, які мають високі адгезійні властивості по відношенню до металів (липкість), а також високу в'язкість, яка перешкоджає їх витоків із зазору. Зазвичай такі ущільнювачі, які виготовляють з дефіцитних і вартісних компонентів, за малий проміжок часу старіють та застигають у зазорі, заповнюючи риски та борозни і герметизують зазор. При кожному розбиранні цей шар необхідно видаляти, що потребує додаткових витрат ручної праці.

ДонДТУ та заводом АЗМОЛ була розроблена і виготовлена нова невисихаюча замазка для ущільнення стиків. Маючи велику липкість по відношенню до металів, замазка не змінює своєї в'язкості при роботі та має маслостійкість при підвищених температурах.

У ДонДТУ перевірялась ефективність цих замазок на стику роз'ємів корпусів скребкових конвеєрів. Вибір місця дослідження обумовлено тим, що цей стик є найбільш «маслотекучим» місцем серед усього комплексу машин у вугільному забої. Заводом-виробником між корпусами перед розточуванням встановлюється картонна прокладка товщиною 1 мм. Після короблення деталей через старіння при ремонті цей стик між корпусами стає нерівномірним – різниця в зазорі становить 0,8 мм. Як прокладку використовують більш тонкий картон або ватман для того, щоб зменшити цю різницю.

З'єднання стику болтами частково перетискує зовнішнє кільце підшипника, частково залишається зазор по стику і люфт в інших підшипниках. Це приводить до швидкого виникнення відмови у редукторів конвеєрів, які пройшли капітальний ремонт. Якщо враховувати, що конвеєр стикований валом з гідравлічною муфтою, яка нагрівається до 100 °С і вище, отже, ущільнення та стики цих машин працюють у дуже тяжких умовах.

Під час випробувань ущільнюючою замазкою покривалися плоскі привалочні поверхні корпусів та кришок. До температури 50 °С витоків по

стику не спостерігалось. При температурі 60...80 °С витіки за час випробувань у редукторах, які незмазані герметиком, становили 5 % рідини, яка була залита до редуктора (2 год роботи), в той же час як на редукторах, які змазані герметиком, витіки були відсутні. Витоків ущільнюючої замазки не спостерігалось. При збільшенні зазору до 0,3 мм витоків в ущільненні не спостерігалось.

Багатократне збирання та розбирання корпусів редукторів показало, що липкість замазки зберігається навіть після нагрівання протягом декількох годин. Добрі результати отримані при випробуваннях дослідної партії замазки як на спеціальних стендах, так і при перевірці її працездатності у шахті. Використання ущільнюючої замазки дозволяє відмовитися від ущільнюючих елементів, суттєво знизити витіки робочої рідини при меншій вартості виготовлення деталей за рахунок відмови від шліфування привалочних площин та фрезерування канавок.

Захист ємностей гідросистем від забруднень. При роботі у пильному середовищі велика кількість шкідливих домішок потрапляє з оточуючої атмосфери. Для гідросистем зі зворотно-поступальними двигунами (гідроциліндрами) руйнування ущільнень – основне джерело відмов. Наприклад, у вугільній промисловості гідроциліндри – найбільш масовий вузол механізованих кріплень, їх працездатність визначає працездатність усього комплексу. При наявності абразивних часток у робочій рідині, зважаючи на специфіку роботи гідравлічних стояків, манжети, які розраховані на ресурс 15...20 км ходу, виходять з ладу через 100...200 м ходу. Аналогічна картина спостерігається при дослідженні відмов гідроциліндрів на закордонному устаткуванні. Таким чином, для гідроприводів, які мають велику кількість гідроциліндрів, вивчення причин спрацювання ущільнень і розробка на цій основі способів захисту системи від забруднень – один з важливих шляхів різкого підвищення надійності системи.

Проблема ущільнення деталей гідровузлів, які обертаються та рухаються поступально, складна і багатопланова. Надійне ущільнення потребує взаємоузгодження конструкцій, матеріалів і технологій виготовлення як ущільнюючих пристроїв, так і пристроїв ущільнюючих деталей, режимів роботи гідравлічних пристроїв, характеру їх деформації і перекосів при роботі, умов оточуючого середовища, робочих рідин, на яких працює гідропривід, тощо. Слід враховувати також зміни, які відбуваються у матеріалі ущільнень і в

рідинах з часом, і вплив на ці зміни перерахованих вище факторів.

11.6. Методи зниження рівня коливань та шуму в гідроприводах

Першочерговим завданням при конструюванні гідросистем з низьким рівнем шумових характеристик є застосування малошумних комплектуючих елементів (насосів, гідроапаратури, виконавчих гідродвигунів) та правильне компонування їх у гідроприводі з використанням засобів звукоізоляції. Встановлено: для всіх типів насосів краще реалізовувати необхідну потужність шляхом підвищення тиску, ніж збільшення подачі за рахунок збільшення частоти обертання, бо збільшення рівнів створюваного звуку в останньому випадку вище; два насоси необхідної потужності, які разом працюють, забезпечують менший рівень звуку, ніж один великий насос.

Методи зниження шуму в насосах, гідромоторах, приводних електродвигунах та в гідроапаратурі наведені нижче.

В аксіально-поршневих насосах кромка вікна нагнітання торцевого розподільника повинна бути затягнута у напрямку обертання на оптимальний кут, який відповідає режиму плавного підвищення тиску у робочих камерах насоса до рівня тиску у нагнітальному колекторі. У насосах високого тиску з клапанним розподіленням робочої рідини шум може бути знижений за рахунок модернізації клапанів розподілення. Нагнітальними клапанами таких насосів можуть бути затвори з плоскою або конічною ущільнюючою фаскою, сферичні та інші.

Для радіально-поршневих насосів можуть бути застосовані методи оптимального вибору геометричних характеристик розподільників з метою зниження шуму. Інша можливість зниження рівня звуку радіальних насосів і гідромоторів – це їх виконання у вигляді дворядних об'ємних машин зі зміщенням рядів поршнів за фазою, внаслідок чого зменшуються коливання подачі та тиску, обумовлені особливостями кінематики. Завдяки цьому досягається більш рівномірна подача та значно зменшений рівень звуку.

У радіально-поршневих насосах та гідромоторах повного усунення змінних моментів можна досягти при розміщенні двох рядів циліндрів з парним числом поршнів і кутовим зміщенням один відносно одного та передачі моменту обертання на обидва ряди за допомогою реверсивної муфти, що забезпечує протилежний напрямок обертання рядів поршнів.

У шестеренних насосах із зовнішнім зчепленням роторів виникають

гідродинамічні коливання, утворені стисненням робочої рідини в замкнених об'ємах камер, внаслідок чого відбувається пульсація подачі, коливання тиску, високі рівні звуку. Для зниження амплітуди цих коливань виконують розвантажувальні канавки на корпусних деталях насоса. Більш ефективний засіб для зниження рівня шуму шестеренного насоса – збільшення кількості зубів коліс.

Зниження шуму приводних електродвигунів досягається вибором оптимальної пружності та демпфірувальних властивостей з'єднувальної муфти і точним centruванням роторів. Характеристики муфти повинні забезпечувати компенсацію коливань кінця вала насоса та демпфірування передачі крутильних коливань від ротора насоса ротору електродвигуна. Для згладжування крутильних коливань можна використовувати інерційний маховик. Проте неправильне установлення маховика може збільшити амплітуду коливань вигину.

Аеродинамічний шум, що створюють ротор і вентилятор електродвигуна, зазвичай зменшується заповненням пазів ротора епоксидними смолами та заміною металевого вентилятора гнучким пластмасовим.

Підвищений шум підшипників електродвигуна може бути усунений шляхом заповнення їх консистентними мастилами. Добрих результатів щодо зниження шуму електродвигунів досягають шляхом застосування прецизійних підшипників і виготовлення корпусних деталей зі сплавів, що мають високий коефіцієнт демпфірування, наприклад марганцевомідних.

Для зменшення рівня шуму використовують засоби віброізоляції насосних установок. Значне зменшення рівня звуку забезпечується встановленням між насосом та його опорою звукопоглинаючого фланця. При встановленні потужних насосів на лапах використовують різноманітні еластичні віброопори (гумометалеві конструкції).

Шум гідроапаратури, зумовлений конструктивними особливостями та режимами роботи, може бути знижений шляхом правильного вибору діаметрів умовних проходів, удосконалення проточної частини та підвищення стійкості рухомих елементів, а також оптимальної швидкодії їх перемикання.

Пульсація витрати та тиску робочої рідини, що надходить в гідравлічні апарати, створюючи змінну гідродинамічну силу на запірно-регулюючих елементах, викликає їх коливання. Тому розрахунок цих гідродинамічних сил і правильний підбір геометричних характеристик запірно-регулюючих елементів

гідроапаратури повинен проводитися для кожного конкретного випадку відповідно до особливостей їх функціонування.

Шум, що виникає внаслідок ударів рухомих елементів у гідравлічних апаратах, може бути усунений застосуванням «мокрих» електромагнітів, рухомий якір яких рухається у мастилі, тому енергія ударів при перемиканнях значно знижується. Цей шум також може бути зменшений шляхом демпфірування енергії ударів при розміщенні магніту у пластмасовому корпусі.

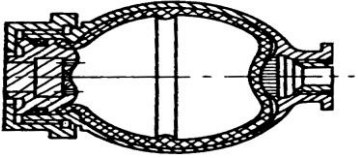
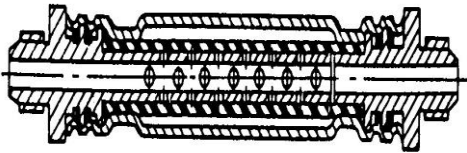
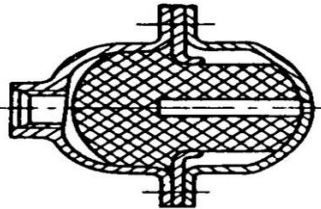
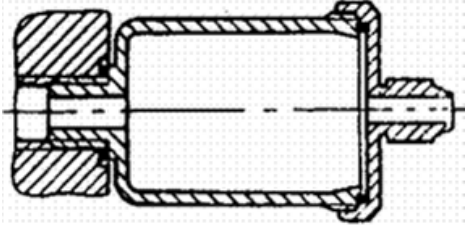
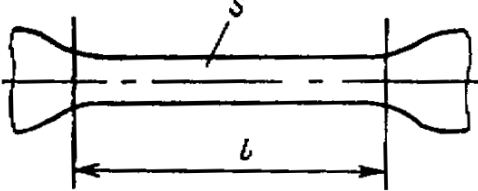
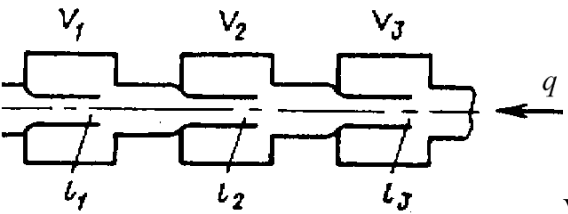
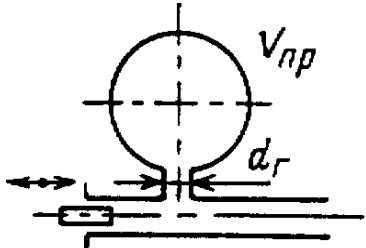
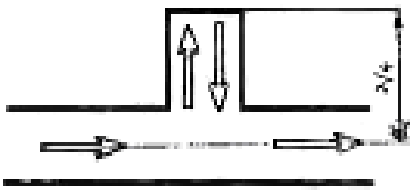
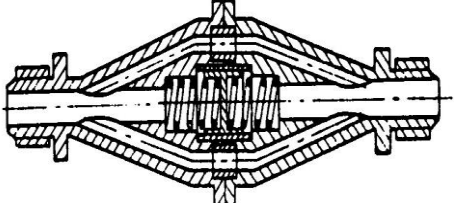
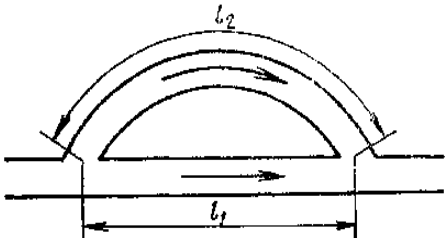
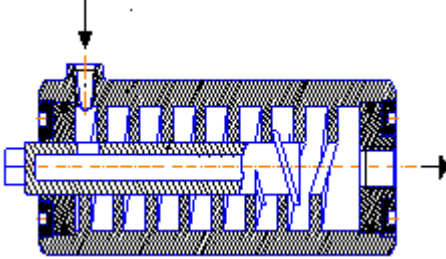
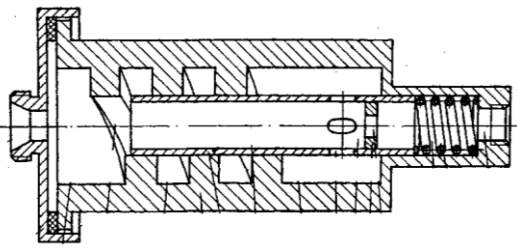
Зменшення шуму в гідроприводі можна також досягнути шляхом відповідного вибору демпфірувальних конструкційних матеріалів для його елементів. При створюванні агрегатів гідроприводів можуть бути використані конструкційні матеріали, які перетворюють зовнішню енергію на внутрішню та розсіюють енергію механічних коливань. До таких матеріалів з підвищеними демпфірувальними властивостями належать марганцевомідні та нікелево-титанові сплави, чавуни з високим вмістом вуглецю, різні полімери, композиційні матеріали.

Пульсація подачі, яку створюють об'ємні насоси, коливання, що відбуваються внаслідок спрацювання гідроапаратури та виконавчих механізмів, гідроудари тощо можуть бути демпфіровані за допомогою гасителів пульсацій тиску. Вони встановлюються на виході з насоса або в інших місцях утворення коливань.

У гідроприводах широке застосування знайшли пасивні гасителі пульсацій (табл. 11.8) [7], тобто такі, у яких підведення енергії зовні відсутнє. У загальному випадку їх можна поділити на чотири великі групи: ємнісні, інерційні, інтерференційні та комбіновані, які є їх поєднанням. У ємнісних гасителях гасіння пульсацій тиску відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступного її повернення до магістралі, в інерційних гасителях – за рахунок створення гідравлічного опору потоку робочої рідини. Принцип дії інтерференційних гасителів базується на інтерференції хвиль тиску. Конструкція таких гасителів є з'єднанням відрізків трубопроводів, опорів, пружних перегородок та ємностей.

При робочому процесі в пасивних гасителях пульсацій тиску відбувається розсіювання енергії коливань за рахунок в'язкого або внутрішнього тертя та створення перешкоди проходженню коливань певних частот від джерела коливань (насоса) до трубопровідної мережі.

Таблиця 11.8 – Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску

 <p>I</p>	 <p>II</p>
 <p>III</p>	 <p>IV</p>
 <p>V</p>	 <p>VI</p>
 <p>VII</p>	 <p>VIII</p>
 <p>IX</p>	 <p>X</p>
 <p>XI</p>	 <p>XII</p>

Велику групу гасителів пульсацій тиску становлять гасителі ємнісного

типу – газорідинні акумулятори (табл. 11.8, тип I). Гасіння пульсацій тиску в таких гасителях відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступного її повернення до магістралі. Вони знайшли широке застосування в гідроприводах для гасіння низькочастотних коливань та захисту від гідравлічного удару. Недоліком газорідинних акумуляторів є малий ресурс елемента еластичного розділення та відсутність підстроювання до змінних параметрів гідроприводу.

Більший ресурс мають кільцеві гасителі (табл. 11.8, тип II), де елемент еластичного розділення опирається на перфоровану трубу з отворами (заправлення газової порожнини якого до тиску, відповідного $\approx 0,8p_p$, здійснюється через вентиль), а також ємнісні гасителі, в порожнинах яких розміщені пружні податливі елементи (табл. 11.8, тип III), які, крім того, мають малі габарити.

При частотах коливань більше ніж 200 Гц доцільно використовувати ємнісні гасителі без елемента еластичного розділення (табл. 11.8, тип IV). Гасителі ємнісного типу доцільно використовувати в гідроприводах із джерелом змінної витрати, тобто з джерелами пульсації, витрата на виході яких мало залежить від характеристики гідравлічної мережі. При цьому гаситель необхідно розміщувати безпосередньо поряд з насосом – джерелом пульсації витрати.

У гідроприводах з джерелами зі змінним тиском, які забезпечують відносну незалежність амплітуди пульсацій тиску від характеристики гідравлічної мережі, більш доцільно використовувати гасителі пульсацій тиску з інерційними властивостями (табл. 11.8, тип V). Величина інерційного опору такого гасителя при фіксованій частоті коливань робочої рідини прямо пропорційна довжині і зворотно пропорційна площі поперечного перерізу відрізка l . Зазначимо, що такі гасителі пульсацій тиску мають значний гідравлічний опір.

Виконання гасителів пульсацій тиску комбінованими, з послідовним з'єднанням ємнісних та інерційних елементів (табл. 11.8, тип VI), розширює зону гасіння частот, зменшує втрати тиску та габарити.

Широке поширення отримали гасителі пульсацій тиску, що містять резонансні контури. Такі гасителі забезпечують високу ефективність гасіння пульсацій тиску, мають просту конструкцію, малі габарити і масу та невеликий гідравлічний опір стаціонарній складовій потоку робочої рідини. Існує дві

схеми резонансних контурів, які можуть бути використані як автономні гасителі або як складові комбінованих гасителів.

Якщо в якості пружного елемента використовується гідравлічна ємність, яка з'єднана з основною магістраллю каналами зі значним інерційним опором, тобто реалізується шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца (табл. 11.8, тип VII). При співпаданні частоти коливання робочої рідини з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій тиску робочої рідини в гідроприводі за резонатором відбувається за рахунок «перекачування» енергії пульсуючої складової потоку робочої рідини з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість робочої рідини у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що обумовлює поглинання енергії в гідроприводі.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p \max}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [7]

$$\Delta p_{p \max} = \frac{\rho c^2 A (L - l_2)}{W_0},$$

де ρ – густина робочої рідини; c – швидкість звуку в робочій рідині; A і l_2 – відповідно площа і довжина патрубка, який з'єднує камеру з основною магістраллю; W_0 і L – відповідно об'єм і довжина камери.

Власна частота коливань у патрубку, який з'єднує камеру з основною магістраллю, або частота резонатора розраховується за залежністю [7]

$$\omega_0 = c \sqrt{\frac{A}{W_0 L}}.$$

Гасителі пульсацій тиску типу відгалуженого резонатора (інтерференційні з відгалуженням) можуть бути виконані з використанням декількох порожнин з каналами різної форми (табл. 11.8, тип VIII). Недоліком таких гасителів є те, що при великих частотах коливань робочої рідини у з'єднувальних трубопроводах відбувається її нагрівання та зміна пружних властивостей і, як наслідок, змінюється настроювання резонатора.

Більш ефективним для забезпечення гасіння пульсацій у достатньо широкому діапазоні є застосування комбінованих гасителів типу IX (табл. 11.8), до конструкції якого входять пружні елементи. Зменшення пульсацій тиску на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих

властивостей порожнин та інерційних властивостей коротких звужених патрубків. Для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску й зменшення габаритів у корпусі паралельно до центральної трубки вмонтовані пружні елементи. Недоліком цього гасителя є те, що гасяться тільки високочастотні пульсації, а пружні елементи внаслідок наявності сил тертя мають зону нечутливості та не забезпечують у широкому діапазоні зміну тиску в гідроприводі автоматичного підстроювання. Крім того, такий гаситель також має складну конструкцію.

Інтерференційні гасителі пульсацій тиску з обвідним каналом (табл. 11.8, тип X–XII) використовуються для гасіння пульсацій у вузькому діапазоні частот. Гасителі з обвідним каналом дозволяють налаштовувати довжини каналів, яке проводиться вручну (тип XI) чи автоматично (тип XII). Однак їх налаштування відбувається у невеликому діапазоні частот, а при автоматичному налаштуванні є досить значна зона нечутливості, обумовлена силами тертя між рухомими елементами.

Окрім описаних вище пасивних гасителів пульсацій тиску, використовуються й активні, регульовані демпфери – джерела коливань тиску, які задаються у протифазі основної пульсації. Джерелом генеруючої пульсації можуть бути сервоклапани, керовані електронною системою.

Зменшення рівня шуму можна досягти відповідним вибором конструкції гідробака, який є посудиною для робочої рідини. У більшості випадків він використовується як несуча конструкція, на якій розташовано багато вузлів гідроприводу. Бак, сприймаючи вібрацію, від насосної установки щитових панелей або із блоків з розміщеною на них гідроапаратурою, за певних умов посилює шум шляхом підвищення фронту передачі коливань оточуючому повітрю. У зв'язку з цим баки комплектних гідроприводів та гідростанцій повинні мати досить жорстку та масивну конструкцію, тонкостінні елементи баків необхідно оснащувати ребрами жорсткості на площі певної форми та розмірів. Таке виконання дозволяє зменшити можливість виникнення резонансних явищ. Спектр частот з можливими резонансами може бути оцінений зіставленням вимушених коливань, що передаються елементами гідроприводу баку, з власними частотами конструкції бака. Для зниження коливань баків необхідна їх старанна віброізоляція від інших елементів гідроприводів. Зазвичай гідробаки встановлюють на віброопори.

Ефективне зниження шуму може бути досягнуто також при застосуванні

акустичних захисних засобів. Найбільш ефективним є суцільний акустичний захисний засіб. Він виконаний у вигляді збірного модуля, для виключення поширення звукових коливань через зазори усі стінки якого щільно пригнані. Отвори, люки або дверці, які мають низькі ізолюючі властивості, не повинні складати більш 10 % від площі поверхні захисних засобів. Найбільш ефективними є жорсткі захисні засоби з матеріалів, які мають велику щільність і забезпечують зниження шуму на 25 Дб. Повне демпфірування звукових коливань можливе при використанні подвійного акустичного захисного засобу.

11.6.1. Усунення коливань трубопроводів. Під дією пульсацій тиску робочої рідини, вібрації та відносного переміщення місць кріплення трубопроводів в останньому можуть виникнути поперечні коливання. Якщо один кінець трубопроводу коливається з однією частотою, а другий з – іншою і різниця частот співпадає з власною частотою, то середина трубопроводу буде коливатися з амплітудою у десятки разів більшою за амплітуду коливань його кінців. У цьому випадку допустимі напруження для матеріалів труб слід приймати щонайменше у два рази нижче, ніж у статичному режимі.

Особливо небезпечними, з цієї точки зору, є овальність у місці згинання труби. В цьому місці практично завжди виникає резонанс, оскільки високий тиск з середини намагається ліквідувати овальність. При однаковому коефіцієнті овальності довговічність зігнутого трубопроводу з радіусом згинання $R = 2d_{\text{тр}}$, де $d_{\text{тр}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, зменшується порівняно з прямим трубопроводом приблизно у сто разів. Тому при згинанні k (різниця довжини осей віднесена до середньої довжини) не повинна перевищувати 3,5 %, а радіус згинання бути більшим за $2d_{\text{тр}}$.

Найбільші напруження в трубі при недотриманні цих вимог виникають біля місць її кріплення. В цих місцях спостерігаються руйнування від втоми, які мають вигляд поперечних тріщин (вздовж окружності трубопроводу).

Зазвичай руйнування труби відбуваються на відстані 10...15 мм від ніпелів або поблизу основи конусу її розвалювання (під ніпелем). Дуже швидко руйнується трубопровід, коли ніпель вільно змонтовано на ньому. Отже, ніпель на трубопроводі слід вмонтовувати з невеликим натягом. Для зменшення напружень, які виникають в трубопроводі при його монтажі, рекомендується застосовувати комплектування трубопроводів у вигляді окремих секцій, які складаються на спеціалізованих підприємствах та випускаються у вигляді готових виробів.

Міцність труб, а отже, довговічність усієї гідравлічної системи значною мірою залежить від вибору радіуса їх згинання, який би забезпечив мінімальне спотворення поперечного перерізу. Напруження, які допускаються у стінках трубопроводів, розраховуються за формулою

$$\sigma_p = \frac{p d_{\text{тр}}}{2 s_{\text{тр}}},$$

де p – тиск рідини в трубопроводі; $d_{\text{тр}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу; $s_{\text{тр}}$ – товщина стінки трубопроводу.

При цьому σ_p можна приймати $(0,3...0,35) \sigma_v$, де σ_v – часовий опір матеріалу трубопроводу $\sigma_v \approx 40$ МПа. Зазвичай використовують товстостінні труби, критерієм яких є $i = \frac{d_{\text{тр}}}{s_{\text{тр}}} > 16$. Товщину стінки розраховують за

формулою

$$s_{\text{тр}} = \frac{p(d_{\text{тр}} + m_s)}{2 \sigma_p n_s},$$

де $m_s = 3 \cdot 10^{-4}$ м – відхилення за діаметром; $n_s = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує відхилення за товщиною.

Згинання трубопроводів рекомендується проводити з використанням внутрішнього наповнювача, при цьому можна зменшити радіус згинання, табл. 11.9.

Таблиця 11.9 – Рекомендовані радіуси згинання труб*

$d_{\text{тр}3}$, мм	6	8	10	12	15	18	22	25	30
R , мм	20	50	85	140	260	320	–	–	–
R_3 , мм	20	50	50	50	75	75	75	90	100

* $d_{\text{тр}3}$ – зовнішній діаметр трубопроводу; R – радіус згинання без наповнювача; R_3 – радіус згинання з наповнювачем.

Як рідинні наповнювачі використовують мінеральні масла, які під великим тиском заповнюють трубу під час згинання. Рекомендується такий тиск, який, з одного боку не дозволяє роздути трубу, а з іншого – захищає її від появи гофрів, табл. 11.10.

Як тверді наповнювачі краще застосовувати каніфоль, чотириводну селітру (t плавки 42°C), сплав Вуда. При масовому виробництві широко

використовуються еластичні металеві оправки, які являють собою трос з шайбами, розміщеними на ньому з невеликим відступом, виконаними із загартованої сталі і покритими по периферії латунню. Зазначимо, що довжина оправки повинна бути $3 d_{\text{тр}}$. За допомогою таких оправок можна отримати радіус згинання $R_3 = 1,5 d_{\text{тр}}$, а одна оправка придатна для усіх труб однакового діаметра.

Таблиця 11.10 – Рекомендований тиск при згинанні труб

$d_{\text{тр}3} \times d_{\text{тр}}$, мм	$6 \times 4,8$	6×4	8×6	10×8	12×10	15×13	25×23
p , МПа	90,0	80,0	65,0	50,0	38,5	35,0	25,0

Згинання усіх труб слід проводити тільки у холодному стані. При підігріванні труби під час згинання її міцність зменшується в багато разів. Не можна при згинанні заповнювати трубу піском, що широко використовується на практиці. Після згинання пісок жодним промиванням не видаляється з труби, навіть травленням. Будучи абразивом, пісок спричиняє зношування деталей і вузлів гідравлічної системи, скорочуючи їх ресурс.

Зменшити небезпеку руйнування труби можна встановленням у місцях з'єднання прокладок з пористої гуми, яка добре поглинає енергію коливання. Крім того, для усунення коливань гідросистеми останнім часом широко використовують блочно-модульний монтаж гідрообладнання.

Усунення можливості виникнення резонансних коливань трубопроводів можливе шляхом зміни довжини відрізків між місцями їх кріплення, тобто шляхом зміни частоти власних коливань цього відрізка. При жорсткому кріпленні двох кінців трубопроводу частота власних коливань $f_{0 \text{ тр}}$, Гц, визначається за емпіричною залежністю [27]

$$f_{0 \text{ тр}} = \frac{3,5}{L_{\text{тр}}^2} \sqrt{\frac{E_{\text{тр}} J_{\text{тр}} g}{G_{\text{тр}} + G_{\text{р}}}},$$

де $L_{\text{тр}}$ – відстань між опорами, см; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу, кг/см²; $J_{\text{тр}}$ – момент інерції перерізу труби, см⁴; g – пришвидшення сили тяжіння, см/с²; $G_{\text{тр}}$ і $G_{\text{р}}$ – відповідно погонна вага трубопроводу і рідини, кг/см.

Частота власних коливань трубопроводу, Гц, залежить від внутрішнього тиску та швидкості протікання рідини і розраховується за залежністю [27]

$$f'_{0\text{тр}} = f_{0\text{тр}} \sqrt{1 - \frac{F}{F_{\text{кр}}}},$$

де $F = p A_{\text{тр}} + \frac{m v^2}{2}$ – сила, зумовлена тиском і швидкістю течії рідини в трубопроводі; p – тиск рідини в трубопроводі, Па; $A_{\text{тр}}$ – площа внутрішнього перерізу трубопроводу, м^2 ; m – лінійна густина, тобто маса одиниці довжини, кг/м ; v – швидкість протікання рідини в трубопроводі, см/с ; $F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E_{\text{тр}} J_{\text{тр}}}{L_{\text{тр}}}$ –

критична сила за Ейлером.

Щоб унеможливити потрапляння якої-небудь ділянки трубопроводу в резонансний режим, кріплення трубопроводів повинно бути частим. Запропоновані в роботі [12] відстані між вузлами кріплення труб наведені в табл. 11.11. При цьому, якщо на трубопроводі кріпляться невеликі гідроапарати (зворотні клапани тощо), відстань між опорами повинна бути зменшена, у порівнянні з наведеною у табл. 11.11, на 20 %.

Таблиця 11.11 – Відстані між вузлами кріплення труб

Відстань між опорами, мм	Зовнішній діаметр труби, мм						
	6	8	10	12	15	20	25
Труби з сталі	400	450	500	580	650	700	800
Труби з алюмінієвих сплавів	340	380	400	500	560	660	660

Зазначимо, що при великих значеннях v у гідросистемі виникає звук високого тону і температура рукава на відстані 10...20 мм від вхідного ніпеля різко збільшується. Через 2...3 хв у цих умовах рукав руйнується, при цьому під час дослідження місць руйнування виявлені кільцеві тріщини від втоми.

11.6.2. Пасивні методи захисту від вібрацій. У випадку неможливості захисту від вібрацій конструктивними методами застосовують пасивні методи, тобто демпфірувальні покриття, вібраційні прокладки з пружнов'язких матеріалів, що також перетворюють коливання від додаткового джерела коливань у протифазні. Інколи для вітрозахисту використовують комбінацію вказаних методів, рис. 11.13. Для зниження вібрації використовують вібраційні гасителі маятникового, пружинного, плаваючого або камерного типу.

Вібраційні гасителі. Гашення вібрацій відбувається за рахунок

збільшення ефективної жорсткості і маси корпусу машини або за рахунок об'єднання корпусів у єдину замкнуту систему з фундаментом за допомогою анкерних болтів чи підливання цементу. З цією ж метою малогабаритні установки встановлюють на ізольовані опорні плити.



Рисунок 11.13 – Методи пасивного захисту від вібрацій

Віброізоляція. Метод дозволяє встановлювати устаткування без фундаменту і полягає у застосуванні гумових або пластмасових прокладок, звичайних або складних циліндричних пружин, листових ресор, комбінованих вібраційних ізоляторів (пружинно-гумові, пружинно-ресорні) та пневматичних вібраційних ізоляторів (повітряна подушка).

Вібродемпфірування. В основі методу лежить збільшення втрат енергії вібрації у системі. Як основну характеристику вібродемпфірування прийнято коефіцієнт втрат енергії

$$\eta = \frac{f k_{\text{тр}}}{c_{\text{сис}}},$$

де $k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя; $c_{\text{сис}}$ – жорсткість системи.

Вібродемпфірування може бути реалізоване у машинах з інтенсивним

динамічним навантаженням, використанням матеріалів з високим внутрішнім тертям: чавуни з малим вмістом вуглецю і кремнію, сплави кольорових металів. Добре захищає від вібрації високодемпфівальне покриття.

Розрахунок віброізоляторів. Основними параметрами віброізоляторів є: жорсткість, н/м; відношення жорсткості у різних напрямках, Н·с/м; допустима деформація під навантаженням, м. Ефективність віброізоляції залежить від відношення частоти вимушених коливань $f_{\text{в}}$ до частоти власних коливань $f_{0\text{тр}}$. Віброізолятори знижують передачу динамічних сил за умови $\frac{f_{\text{в}}}{f_{0\text{тр}}} > \sqrt{2}$.

Власна частота коливань системи визначається із залежностей:

$$f_{0\text{сис}} = \frac{\sqrt{c_{\text{віб}}/m_{\text{віб}}}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}, \quad \sqrt{\frac{c_{\text{віб}}}{R}} = \sqrt{\frac{5}{\delta_{\text{ст}}}}, \quad (11.1)$$

де $c_{\text{віб}}$ – жорсткість віброізолятора, Н/м; $m_{\text{віб}} = \frac{R}{g}$ – маса об'єкта, який необхідно віброізолювати, кг; R – силове навантаження на віброізолятори, Н; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\delta_{\text{ст}} = \frac{R}{c_{\text{віб}}}$ – статична деформація віброізоляторів, м.

З формули (11.1) слідує, що зі збільшенням сили ваги ізольованого об'єкта знижується частота власних коливань. Ефективність вітрозахисту при мінімальній частоті $f_{\text{мін}}$ залежить від неї та $\delta_{\text{ст}}$ (табл. 11.12)

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{4,9}{\pi^2 f_{\text{мін}}^2}.$$

Таблиця 11.12 – Значення статичної деформації віброізоляторів залежно від нижньої границі діапазону частот $f_{\text{мін}}$

$f_{\text{мін}}, \text{Гц}$	0,7	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6
$\delta_{\text{ст}}, \text{мм}$	1,02	0,5	0,25	0,13	0,06	0,03	0,02

Для вітрозахисних фундаментів, на які встановлюється устаткування, існують вимоги, що забезпечують відповідні значення ефективності віброізоляції ΔL_H (табл. 11.13).

Необхідна маса віброізоляційної установки $m_{\text{уст}}$ розраховується за формулою

$$m_{\text{уст}} = \frac{2,5 e m_{\text{об}}}{a_{\text{в}}},$$

де e – ексцентриситет деталей, які обертаються, мм; $m_{\text{об}}$ – маса деталей, які обертаються з частотою f , хв^{-1} ; $a_{\text{в}}$ – максимальна допустима амплітуда зміщення центра маси установки, мм, табл. 11.14.

Таблиця 11.13 – Необхідна ефективність віброізоляції

№ з/п	Обладнання	Необхідна ефективність ΔL_H
1	Поршневі компресори:	
	до 10 кВт	17
	від 10 до 50	20
	від 50 і вище	26
2	Центробіжні компресори	34
3	Центробіжні насоси	26
4	Вентилятори з частотою обертів, хв^{-1} :	
	більше 800	26
	від 500 до 800	20...26
	від 350 до 500	17...20
	від 200 до 350	11...17

Якщо загальна маса установки менше за розраховану, її треба збільшити, наприклад, підлити фундамент залізобетоном. Необхідна жорсткість віброізоляторів у вертикальній площині визначається за залежністю

$$c_z = 4\pi^2 f_0 m_{\text{уст}}.$$

Таблиця 11.14 – Рекомендовані значення допустимої амплітуди зміщення центра мас

Кількість обертів, хв^{-1}	300	400	500	600	700	900	1200	1500	2000
Допустима амплітуда, мм	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,04

Зазначимо, що з метою забезпечення однакового зношування віброізоляторів при експлуатації центр жорсткості декількох віброізоляторів повинен проходити через центр тяжіння установки.

Розрахунок пружних віброізоляторів. Для їх розрахунку

використовують такі дані: c_{xi} ; c_{yi} ; c_{zi} – жорсткість віброізоляторів по осях x , y , z , Н/м; F – сила, яка діє на віброізолятор, Н. Конструктивні розміри пружин визначають за ГОСТ 13765 [44]. Розрахунок пружин на стійкість проводять за залежністю

$$c_{xi} = c_{yi} = \frac{c_{zi} \left(3,5 - \frac{1,5\lambda}{h} \right)}{\left(1 + \frac{\lambda}{h} \right) \left(1,3 + \frac{h^2}{d_0^2} \right)},$$

де λ – робоча деформація пружини, м; h – висота пружини при робочій деформації, м; d_0 – середній діаметр пружини.

Зазначимо, що пружини перевіряють на стійкість у випадках, вказаних у табл. 11.15.

Таблиця 11.15 – Умови, за яких пружини перевіряють на стійкість

Спосіб кріплення пружини	$\lambda_{кр}$	$\frac{h_0}{d_0}$
Кінці пружини жорстко закріплені	$\frac{5}{6h_0} \left(1 - \sqrt{1 - 6,5 \left(\frac{d_0}{h_0} \right)^2} \right)$	2,55
Нижній кінець закріплено жорстко, верхній може переміщатися у площині	$\frac{5}{6h_0} \left(1 - \sqrt{1 - 26 \left(\frac{d_0}{h_0} \right)^2} \right)$	5,1

Примітка. $\lambda_{кр}$ – критична деформація пружини при втраті нею стійкості, м; h_0 – початкова висота пружини, м.

Приймають $\lambda < (0,4 \dots 0,5) \lambda_{кр}$. При розрахунках гумових віброізоляторів спочатку з умови міцності визначають площу їх поперечного перерізу A в м^2 $A > R$, де R – допустиме статичне навантаження на гуму, Н/ м^2 .

На наступному етапі знаходять висоту амортизатора, м

$$h_{раб} = \frac{E_{гум} A}{c_z},$$

де $E_{гум}$ – динамічний модуль пружності гуми, Н/ м^2 ; c_z – жорсткість віброізолятора по осі Z , Н/м.

Визначають повну висоту віброізолятора, м

$$h = h_{\text{раб}} + \frac{1}{8} B,$$

де B – для квадратного перерізу зі стороною a приймають рівним $B = a$, для круглого перерізу з діаметром d приймають $B = d$. Висота h повинна знаходитися в межах: $0,375 B < h < 1,8 B$.

У результаті визначають жорсткість гумового віброізолятора у напрямку осей X і Y , Н/м

$$c_x = c_y = \frac{AG_g}{h},$$

де G_g – динамічний модуль зсуву гуми, Н/м².

11.7. Вимоги до конструкції гідробака

Гідробак – гідропосудина для живлення об'ємного гідроприводу робочою рідиною, рис. 11.14 [1]. Він може бути під атмосферним тиском чи під надмірним тиском робочого середовища.

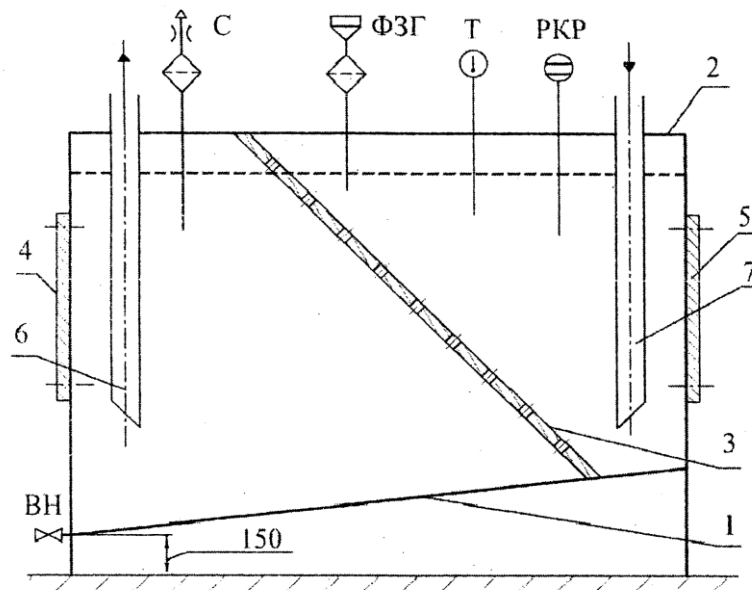


Рисунок 11.14 – Схема гідробака: 1 – дно; 2 – кришка; 3 – сітчаста перегородка; 4, 5 – люки для очищення; 6 і 7 – всмоктувальний і зливний трубопроводи; ВН – зливний вентиль; С – сапун; ФЗГ – заливна горловина з фільтром; Т – термометр; РКР – показчик рівня

Зазначимо, що швидкість течії робочої рідини у гідробаку повинна бути мінімальною, це сприяє виділенню нерозчиненого повітря з робочої рідини та осадженню забруднень. Видалення нерозчиненого повітря відбувається і на сітчастій перегородці 3, проте вона не повинна перешкоджати повному

очищенню гідробака. Рівень робочої рідини у гідробаку не повинен опускатися нижче заданого, а його об'єм повинен мати достатній простір для термічного розширення робочої рідини та видалення повітря. Для зменшення гідравлічного опору кінці всмоктувальної і зливної труби зрізують під кутом, а для запобігання потрапляння повітря в гідросистему занурюють під нижній рівень робочої рідини у гідробаку на відстані 2...4 діаметри від його дна. Переріз всмоктувального трубопроводу повинен задовольняти всмоктувальній характеристиці насоса, а зливного – забезпечувати злив робочої рідини з мінімальною швидкістю і сприяти необхідній її циркуляції в середині гідробака.

Кришка гідробака та трубопроводи повинні мати надійні ущільнення, що запобігають попаданню у гідробак забруднень, а на поверхні кришки не повинно бути місць концентрації забруднень. Для зменшення шуму та вібрації гідробак встановлюють на віброопори. Конструкція гідробака повинна мінімізувати можливість потрапляння осаду забруднень на його дні повторно у гідросистему. Люки для очищення гідробака повинні забезпечувати доступ до всіх внутрішніх поверхонь і демонтуватися однією людиною. Всмоктувальні фільтри, зливні дифузори й інші змінні внутрішні пристрої гідробака мають бути досяжними для демонтажу та очищення.

Заправна горловина гідробака повинна бути захищена від попадання пилу і бруду. Зливний вентиль повинен забезпечувати повний злив робочої рідини. Гідробаки, що знаходяться під атмосферним тиском, мають бути забезпечені повітряними фільтрами (сапунами), які фільтрують повітря до рівня чистоти відповідно до вимог об'ємного гідроприводу.

З метою ефективного видалення нерозчиненого повітря з робочої рідини застосовують спеціальні пристрої – дегазатори, принцип роботи яких базується на надаванні робочій рідині вихрового руху, при якому швидкість останньої зростає, а тиск падає, сприяючи виділенню і видаленню бульбашок повітря з гідросистеми. Зазначимо, що ванни гідросистем часто поєднують з масляними ваннами редукторів, ребра жорсткості повинні знаходитися зовні бака, оскільки у протилежному випадку її очищення утруднено.

Як матеріали для гідробаків великої місткості застосовують листову сталь (у зварних конструкціях), у гідрообаках з об'ємом до 50 дм³ застосовують алюмінієві сплави (у литих конструкціях) і матеріали із пластмас. Причому зварювання повинно робитися зовні та контролюватися знежиреним гасом.

Гідробаки, які знаходяться під тиском, обов'язково повинні проходити гідравлічні випробування згідно з технічною документацією. Внутрішня поверхня гідробака повинна бути ретельно очищена, ґрунтована та пофарбована стійкою до масла фарбою. Для стаціонарного устаткування форма гідробака зазвичай приймається прямокутною, в мобільних машинах зустрічаються гідробаки круглої форми. У статті [24] встановлено, що раціональною формою гідробака є куб з рівними довжинами сторін.

Об'єм гідравлічного бака визначається за формулою [44]

$$V_6 = \sqrt[3]{\left(\frac{\tilde{\theta}_{\text{сеп}}}{4\Delta T}\right)^3},$$

де ΔT – приріст температури робочої рідини за час функціонування гідроагрегату; $\tilde{\theta}_{\text{сеп}}$ – середнє значення кількості теплоти, яка виділяється з гідроагрегату, на кожному переході циклу знаходиться та розраховується за формулою

$$\tilde{\theta}_{\text{сеп}} = \sum_{i=1}^n \frac{\tilde{\theta}_i \Delta t_i}{n},$$

де Δt_i – відносний час переходу, $\Delta t_i = t_i / t_{\text{ц}}$, с; n – кількість переходів у циклі; t_i та $t_{\text{ц}}$ – тривалість i -го переходу циклу та циклу відповідно, с;

Кількість теплоти, яка виділяється в гідроагрегаті, визначається з рівняння теплового балансу [44]:

$$\tilde{\theta} dt = (cm + c_m m_m) \Delta T + k A dt \left(\frac{\Delta T}{2} + \Delta T \right),$$

де t – час; c – теплоємність робочої рідини, $c = 0,45$ ккал/(кг · град) для мінерального масла; m – маса робочої рідини у гідроагрегаті; c_m – теплоємність металу, $c_m = 0,11$ ккал/(кг · град) для зварного сталевого бака; m_m – маса металу, кг; k – коефіцієнт теплопередачі від бака до повітря, $k = 15$ ккал/(м² · год · град) при відсутності інтенсивної місцевої циркуляції повітря; A – розрахункова площа масляного бака, м²; ΔT – приріст температури робочої рідини за час dt .

Зазначимо, що заповнення ємності необхідно здійснювати за допомогою пристроїв для заливання робочої рідини. Для герметичних резервуарів (з компенсуючими пристроями або без них) рекомендується вільний від рідини об'єм заповнювати азотом з малим надлишковим тиском. Це зменшує окислення масла та підвищує пожежобезпечність.

Різномовидністю резервуарів для транспортування рідини є малолітражні засоби заправки та доливання гідроприводів мастилами і робочими рідинами. Як основний технічний засіб заливання та доливання робочих рідин у гідросистемі підземного шахтного обладнання рекомендується пневматичний бачок ємністю 15 л і масою у заповненому стані 18 кг, рис. 11.15. У верхній частині бачка, який являє собою циліндр, є повітряний ручний насос, що підкачує та створює підпір 0,012...0,03 МПа, і витісняє рідину по трубі і гумовому рукаву через управляється рукояткою запірний клапан.

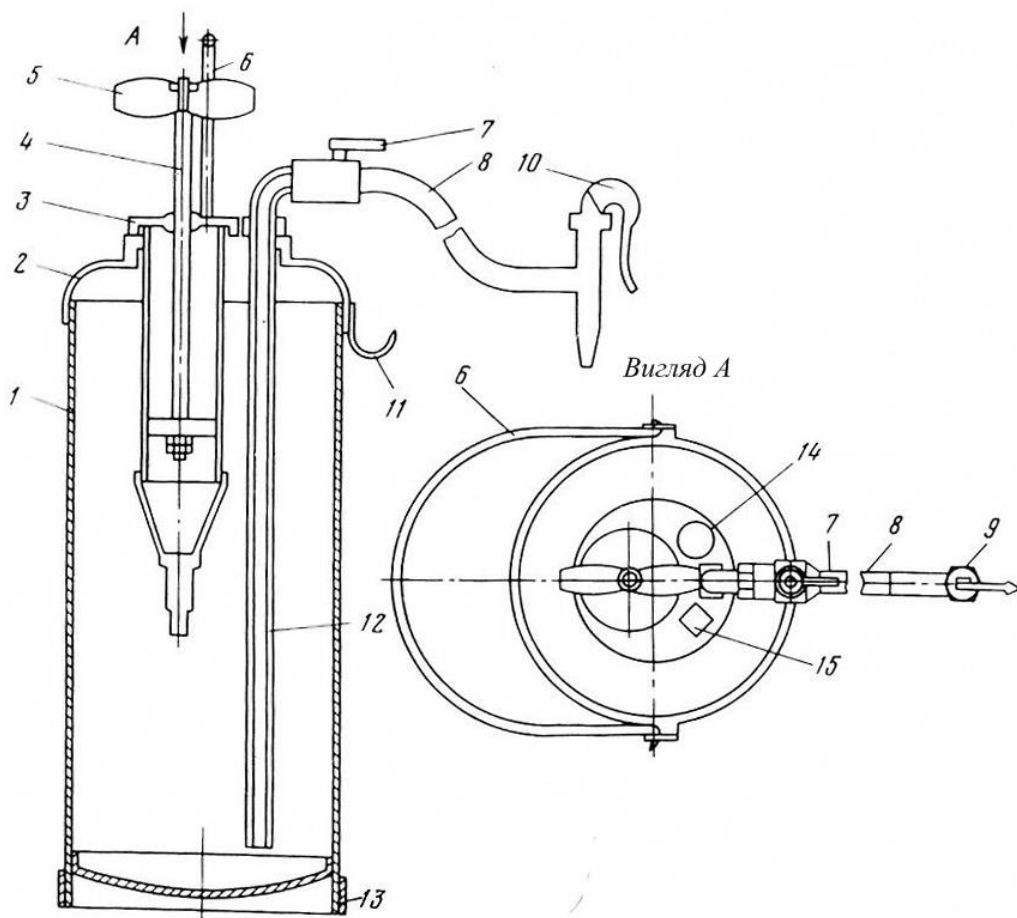


Рисунок 11.15 – Пневматичний бачок: 1 – циліндр; 2 – днище верхнє; 3 – повітряний насос; 4 – шток; 5 – рукоятка; 6 – ручка; 7 – кран; 8 – гумовий рукав; 9 – наконечник з кульовим клапаном; 10 – ричаг; 11 – гачок; 12 – трубка; 13 – обичайка; 14 – випускний отвір; 15 – заливний пристрій

Необхідно відзначити позитивний досвід раціонального застосування тари разового використання, виконаної з полімерних плівок, та організацію господарства змащування у виробничому управлінні з видобутку вугілля «Павлоградвугілля». Тільки за рахунок організації обліку і розфасування

мастила у тару малої ємності вдалося у 1,5...2 рази зменшити його витрату, значно зменшити забрудненість зливної рідини.

Оптимальним рішенням з точки зору заливки та доливання рідини було би застосування пристроїв для заливання з центрифугою ІЦФ або іншими пристроями, які очищують рідину, у які можна було встановлювати герметичні циліндри з рідиною, розфасованою на підприємствах нафтопереробної промисловості. Після встановлення з торців циліндра пробиваються два отвори та ущільнюються кільцями, які унеможливають витіки. Один отвір з'єднується з отвором насоса, через який відбувається всмоктування, інший – з повітряним фільтром. Для відбору масла з ванни можна використовувати порожні бачки. Після заповнення цих ємностей отвори невеликого діаметра можна було заклеювати спеціальними пластирами, щоб запобігти забрудненню рідини, яка зливається. Зазначимо, що використання тканини для обтирання машини для повного видалення рідини з ємностей повинно бути виключено.

Забезпечення «дихання» машини. При нагріванні та охолодженні машини внаслідок переміщення штоків та поршнів циліндрів об'єм рідини у ваннах періодично змінюється. У результаті цього у ванні засмоктуються або виходять з них великі об'єми повітря. Ці процеси потребують або очищення повітря, яке надходить і виходить з резервуара, або встановлення пристроїв, які компенсують зміну об'єму та вирівнюють тиск у герметичній системі.

Такими пристроями є еластичні ємності типу сильфона, внутрішня порожнина якого з'єднана з атмосферою. З підвищенням тиску у ванні об'єм сильфона зменшується, повітря в ванні розширюється. При охолодженні машини об'єм сильфона збільшується, відповідно зменшується об'єм повітря у ванні, таким чином у ній стабілізується тиск. Компенсуючі пристрої продемонстрували високу ефективність. Розрахунки показали, що таке конструктивне рішення можливе тільки для невеликих ємностей. Для великих ємностей, наприклад ванн гідросистем з відкритою циркуляцією рідини або об'єднаних з ванною гідромеханічної передачі, потрібна еластична ємність, розміри якої сумірні з розмірами самої ванни.

У більшості гідросистем використовують повітряні пробки, що являють собою пустотілий болт великого діаметра, порожнина якого набита дротом (плутанкою), змоченим індустріальним маслом. Порожнина пробки з набивкою зв'язує атмосферу з ванною гідросистеми і фільтрує повітря. У сапунах, які мають просте конструктивне виконання, як елемент, який очищує повітря,

використовується одношарова сітка з дроту саржевого плетіння. Дослідження працездатності цих «сапунів» на початку експлуатації показало, що вони пропускають частки розміром до 200 мкм, тобто ефективність очищення повітря за їх допомогою дуже невисока.

Огляд «сапунів», які пропрацювали у шахті навіть невеликий час, показав, що отвори у головках зазвичай настільки забиті породою, що видалити її можна тільки свердлінням, набивка з дроту практично не містить механічних домішок. Це пояснюється тим, що головки «сапунів» заглиблені у верхні кришки, причому заглиблення завжди заповнені частками вугілля та породою і заливаються зрошувальною водою. Повітрообмін всередині редуктора через це відбувається в основному крізь стики кришок і ванни, ущільнення вихідних валів тощо. У тих випадках, коли ці стики та ущільнення знаходяться нижче рівня рідини, виникає надлишковий тиск, який підвищує витoki рідини.

Досвід виготовлення вітчизняних та імпортованих сапунів для гідросистем показав, що тонкість очищення можна обмежити 25...40 мкм. Більш тонке очищення потрібне на паливних баках і при подачі повітря безпосередньо в двигун. Величина перепаду тиску на сапуні не повинна перевищувати 1...1,5 кПа.

Усі повітряні фільтри можна поділити на дві групи: фільтри-сапуни і такі, які об'єднані із заливними горловинами (заливними фільтрами). Розміщують сапуни в місцях, де не може осаджуватися пил.

Аналізуючи конструкції фільтрів-сапунів вітчизняного та імпортованого виробництва, можна зробити такі узагальнення: в усіх сапунах як фільтруючий елемент використовують пористі матеріали, а саме металокераміку, багато шарів паперу, войлок, неткану тканину тощо; для більш повного запобігання потрапляння пилу до ванн з робочими рідинами разом з повітряними «сапунами», рис. 11.16, встановлюють масляний пиловловлювач, рис. 11.17. Повітря з пилом проходить вниз по кільцевій порожнині і, вдаряючись об поверхню масла, яке знаходиться у масляній ванні, різко змінює напрямок, унаслідок чого крупні пилинки затримуються; в усіх «сапунах» є захисна кришка або ковпак, яка захищає зовнішні всмоктувальні канали від пилу.

Порівняння сапунів показало, що мінімальний опір (у середньому 2...5 мм вод. ст.) при номінальній витраті мають сапуни з металевою плутанкою або зі змінним фільтруючим елементом з паперу. Зі збільшенням витрати їх опір зростає лінійно і незначно (у середньому 1,5...2,5 мм вод. ст. на кожні 10 л/хв).

Сапуни з поролоновим фільтруючим елементом мають значно більший початковий опір (20...40 мм вод. ст.), який різко зростає зі збільшенням витрати. Це пов'язано з ущільненням поролону за рахунок напору повітря.

За коефіцієнтом фільтрування фільтр з паперу затримує 99,9 % часток, причому коефіцієнт фільтрування мало змінюється з часом. Тонкість очищення 3 мкм.

Сапуни з поролоновими фільтруючими елементами також мають високий коефіцієнт фільтрування повітря – 99 %, що обумовлено в основному інтенсивним забиванням поверхневого шару пор у поролоні в початковий момент, що приводить до його низької гряземісткості та короткого терміну служби.

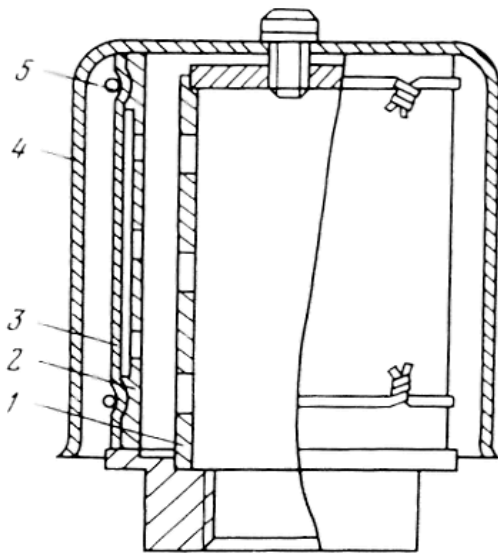


Рисунок 11.16 – Фільтр-сапун:

1 – перфорований стакан; 2 – каркас; 3 – фільтруюча перегородка; 4 – захисний ковпачок; 5 – обв'язка з дроту з масляним пиловловлювачем

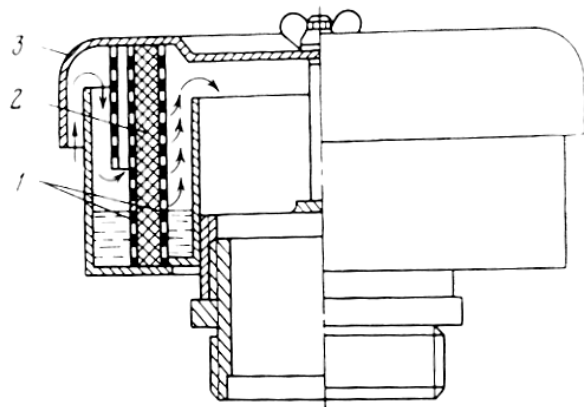


Рисунок 11.17 – Повітряний фільтр з масляною ванною: 1 – каркасна сітка; 2 – пориста набивка; 3 – ковпак

У зв'язку з можливістю отримання великих фільтруючих поверхонь при малих габаритах сапуни з касетами з фільтруючого паперу мають найбільшу пиломісткість. Сапуни з металевою та синтетичною плутанкою мають коефіцієнт фільтрування 60...70 %, тобто малоефективні. Їх номінальна тонкість фільтрування знаходиться в межах 60...80 мкм, тобто такі сапуни не затримують часток, небезпечних для гідросистем. За гряземісткістю ці сапуни займають середнє положення між елементами з паперу та поролону. Таким

чином покращити «дихання» гідросистеми можна, використовуючи фільтроелементи з паперу.

Удосконалення «дихання» можливе шляхом вбудуванням у сапун зворотних клапанів, кожний з яких відчиняється у свою сторону при перепаді тиску 14 кПа. За рахунок цього значно скорочується час з'єднання ванни з атмосферою, що дозволяє підвищити коефіцієнт очищення повітря до 90 %, навіть якщо як фільтруючий елемент використовувати масляний фільтр. Зазначимо, що при промисловій експлуатації тракторів термін роботи масла, залитого в сапун, становить 240 год.

11.8. Обкатка гідромашин при приймально-здавальних випробуваннях

Сучасні об'ємні гідромашини (насоси та гідродвигуни) характеризуються високим рівнем робочих тисків та швидкостей у вузлах тертя кочення і ковзання, які досягаються шляхом удосконалення конструкцій, технології виготовлення, застосуванням новітніх матеріалів та робочих рідин. Важливе значення при цьому має обкатка гідромашин, яка, з однієї сторони, є заключним етапом їх виготовлення, а з іншої – початком експлуатації. Основною метою заводської обкатки гідромашин є підготовка їх до проведення приймально-здавальних випробувань, включаючи перевірку якості складання та працездатності у всьому діапазоні навантажень, і припрацюванні вузлів тертя. У зв'язку з відсутністю у нормативно-технічній документації на гідромашини обмежень на навантаження в початковий період експлуатації до якості припрацювання вузлів тертя пред'являються високі вимоги.

Під припрацюванням, в тому числі і об'ємних гідромашин, розуміють процес зміни мікрогеометрії поверхонь тертя та фізико-хімічних властивостей поверхневих шарів матеріалу у початковий період тертя, що зазвичай проявляються при постійних зовнішніх умовах у зменшенні сили тертя, температури та інтенсивності зношування. У процесі припрацювання відбувається збільшення площі контакту поверхні тертя (макроприпрацювання), формування нової експлуатаційно-рівноважної шорсткості з визначеними параметрами і спрямованістю (мікроприпрацювання) та стабілізація швидкості зношення.

Для забезпечення споживачів гідромашинами, що мають з самого початку експлуатації високі технічні характеристики і надійність, необхідно ще під час

заводської обкатки знизити до мінімуму втрати потужності та зношення поверхонь тертя при припрацюванні. У той же час обкатка повинна бути виконана у стислі терміни та з мінімальними витратами енергії, що обумовлено вимогою інтенсифікації технологічних процесів виготовлення гідромашин. Таким чином, оптимізація режимів обкатки гідромашин є актуальним завданням.

Аналіз результатів припрацювання матеріалів вузлів тертя та накопичений в різних галузях машинобудування досвід встановлення режимів обкатки гідромашин, двигунів внутрішнього згоряння і механічних передач показав, що перспективними методами припрацювання вузлів тертя гідромашин під час заводської обкати є [28]:

- оптимізація швидкісного та навантажувального режимів, в тому числі шляхом удосконалення гідравлічних схем стендів для обкатування;
- використання спеціальних робочих рідин для припрацювання і змащувальних покриттів для післяфінішної обробки поверхонь тертя;
- електрохіміко-механічне припрацювання вузлів тертя;
- оптимізація технологічної шорсткості поверхонь тертя за результатами мікрорельєфу після припрацювання.

Для об'ємних гідромашин припрацювання повинно забезпечити мінімальне зношення вузлів тертя, оскільки ККД гідромашин суттєвим чином залежить від витоків робочої рідини у зазорах між контртілами.

Тривалість заводської обкатки об'ємних гідромашин знаходиться в інтервалі від 3...5 хв до декількох годин. Невелика тривалість обкатки характерна в основному для пластинчатих і шестеренних гідромашин, які не регулюються. Обкатка радіально-поршневих високомоментних гідромоторів зазвичай більш тривала, найбільший розкид у часі спостерігається при обкатці аксіально-поршневих гідромашин.

За результатами досліджень НДІ Гідропривод рекомендації з визначення оптимальних режимів обкатки такі [28]:

1. Припрацювання гідромашин повинна проводитися при обкатці на режимах навантаження з поетапним підвищенням тиску від мінімального до номінального значення, при цьому тривалість обкатки на одному рівні тиску не повинна перевищувати 4...6 хв.

2. Загальна тривалість обкатки гідромашин призначається в межах 15...45 хв залежно від конструктивних особливостей, величини номінального

тиску та власне режиму обкатки. При цьому слід мати на увазі, що інтенсивність припрацювання може бути підвищена внаслідок:

- скорочення тривалості режимів холостого ходу;
- виключення режимів обкатки на малих навантаженнях при переході на реверсне обертання або зміни напрямку подачі робочої рідини;
- зниження частоти обертання до 10...30 % від її номінального значення;
- введення безступінчастого навантаження за тиском і частотою обертання;
- проведення обкатки з підвищеним протитиском на зливі.

3. При розробленні оптимального режиму обкатки необхідно враховувати:

- залежно від способу контролю рівня припрацювання слід відрізняти «жорсткий» і «м'який» режими контролю припрацювання (при «жорсткому» контролі, тобто підвищеному тиску при вимірюванні параметрів, більша імовірність виявлення несправних гідромашин);
- у період повного припрацювання гідромашин механічні втрати потужності знижуються у 2...4 рази;
- усі рекомендації щодо призначення прискореної (оптимальної) методики обкатки гідромашин повинні підтверджуватися експериментальною апробацією на серійних гідромашинах.

4. Для підвищення якості виготовлення та надійності гідромашин рекомендується при їх обкатці і приймально-здавальних випробуваннях використовувати спеціальне обкатне масло ОМГ-30, яке містить присадку типу «МІКС» (поліосернений ізобутилен). Встановлена висока ефективність масла ОМГ-30 за властивостями припрацювання, антифрикційними і консервації [28]. Масло ОМГ-30 при обкатці гідромашин забезпечує:

- ефективне зниження втрат потужності та підвищення технічних характеристик гідромашин (ККД) на етапі заводської обкатки;
- підвищення якості виготовлення гідромашин, значне скорочення кількості дефектів на поверхнях тертя, включаючи поршневий вузол і шатунно-поршневі групи;
- прискорення припрацювання;
- зниження зношення деталей у процесі припрацювання;
- підвищення довговічності гідромашин у процесі експлуатації;
- захист виробів від корозії.

Гідромашини після обкатки на маслі ОМГ-30 більш підготовлені до експлуатації, ніж при обкатці на стандартних мінеральних маслах. Масло ОМГ-30 може застосовуватися і при наступній експлуатації об'ємних гідромашин та, таким чином, може бути кваліфіковане як обкатно-експлуатаційне.

Застосування масла ОМГ-30 та впровадження оптимальних режимів обкатки об'ємних гідромашин аксіально-поршневого, радіально-поршневого і пластинчатого типів дозволило скоротити більше ніж у два рази тривалість заводської обкатки [28].

При розробці технологічного процесу обкатки гідромашин важливе значення має метод контролю якості припрацювання пар тертя який застосовується і дозволяє об'єктивно оцінити характер протікання процесу припрацювання деталей, визначити оптимальний режим обкатки для серії гідромашин у цілому, а активний контроль за роботою кожної знову виготовленої гідромашини дозволяє своєчасно впливати на процес припрацювання, обмежуючи її тривалість для якісного виготовлення зразка.

Особливої актуальності набуває контроль якості припрацювання в тому випадку, якщо в гідромашину вносяться конструктивні або технологічні зміни, спрямовані на зниження коефіцієнта тертя. Порівняння гідромашин тільки за зовнішніми характеристиками (наприклад, за ККД) часто не забезпечує об'єктивної оцінки ефективності удосконалення, що пояснюється великою похибкою, яка привноситься вимірювальним обладнанням, або некоректним вибором умов проведення випробувань (за частотою обертання, навантаження і температури робочої рідини). Відомі декілька критеріїв контролю обкатки машин, в основі яких лежить:

- перехід на прямолінійну ділянку кривої зношення;
- стабілізація параметра шорсткості поверхонь;
- стабілізація моменту тертя та температури робочої рідини;
- досягнення мінімальної потужності в режимі холостого ходу;
- досягнення найбільшої ефективної потужності при заданих параметрах режиму роботи.

Практична реалізація цих критеріїв забезпечується:

- мікрометруванням і зважуванням деталей пар тертя;
- вирізуванням лунок на поверхнях тертя та їх профіліметруванням;
- визначенням характеру зміни концентрації механічних домішок у робочій рідині;

- активацією поверхні шляхом застосування радіоактивного випромінювання;
- використанням апаратури для зняття зовнішніх характеристик.

Залежно від вимог точності, трудомісткості і часу проведення вимірів, а також наявності відповідної експериментальної бази вибирають один або декілька критеріїв.

Слід відзначити, що у зв'язку з можливими пошкодженнями поверхонь, які були раніше припрацьовані, і відповідно спотвореннями наступних процесів припрацювання, що призводять до похибок при виборі режимів обкатки, останнім часом практично не використовуються методи контролю припрацювання, які базуються на повсюдному перебиранні гідромашин з візуальним контролем стану пар тертя.

Одним з ефективних і достатньо простим є спосіб контролю обкатки, розроблений НДГідропривод, сутність якого полягає в аналізі зміни механічних втрат при обкатці за перепадом тиску на гідромашині, яка працює у моторному режимі на холостому ході в зоні низьких частот обертання і при підвищеному тиску у зливній магістралі. При цьому ідентичний характер зміни зношення і механічних втрат обумовлює правомірність використання величин останніх у якості критерію контролю припрацювання об'ємних гідромашин. Низькі частоти обертання в сполученні з підвищеним тиском у зливній магістралі дозволяють підняти тиск в лінії нагнітання та задати тест на навантаження вузлам тертя гідромашини.

Для оцінювання зміни механічних втрат потужності в процесі обкатки гідромашину, яка працює в режимі гідромотора, підключають до стенда для роботи без зовнішнього навантаження. Частоту обертання n вала гідромотора, який працює при мінімальному тиску p_{\min} в зливній магістралі (рис. 11.18 *a*, крива 1), зменшують до стійкого значення n_0 , яке знаходиться в зоні мінімальних частот обертання (ліва частина кривої 1). Потім тиск у зливній магістралі збільшують до величини p_0 , при якій підтримується значення n_0 (крива 2). Далі вимірюють тиск у магістралі високого тиску, визначають перепад тиску (між порожнинами високого і низького тиску) та розраховують момент тертя гідромотора за формулою [1]

$$M_{\text{тр}} = 0,159 \cdot V_0 \cdot \Delta p, \quad (11.2)$$

де $M_{\text{тр}}$ – в Н · м; V_0 – робочий об'єм, см³; Δp – перепад тиску, МПа.

При фіксованих значеннях частоти обертання n_0 і тиску p_0 в магістралі

низького тиску визначають перепад тиску і відповідно момент тертя протягом усього часу обкатки (відповідно до точок 0, 1, 2, 3, ..., i , рис. 11.18 б).

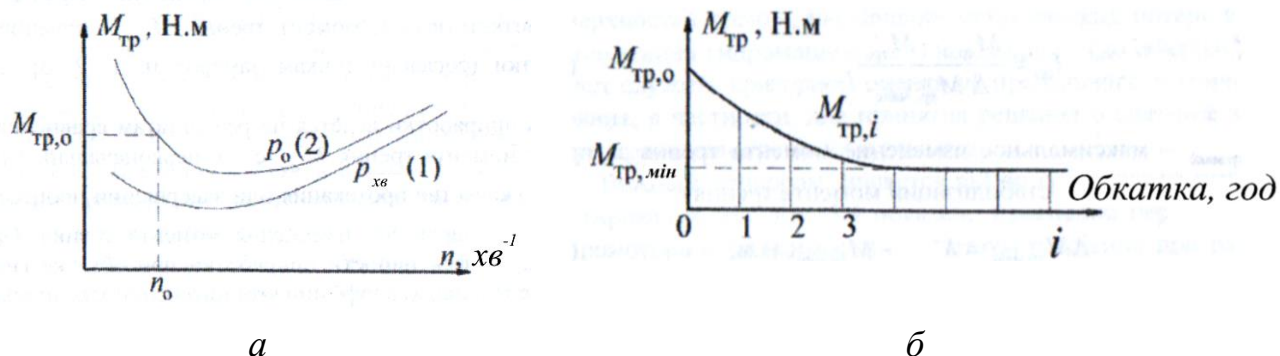


Рисунок 11.18 – Залежність моменту тертя холостого ходу гідромотора від частоти обертання при різному тиску на виході (а) та часу обкатки (б) при постійній частоті обертання, тиску на виході і температурі робочої рідини

Контроль припрацювання проводиться за результатами порівняння поточного значення моменту тертя $M_{тр,i}$ з його початковим (до обкатки) $M_{тр,0}$. Про якість протікання або завершення процесу припрацювання судять за характером зміни моменту тертя. Порівняльну оцінку ефективності припрацювання при обкатці гідромашин проводять, використовуючи коефіцієнт інтенсивності припрацювання

$$I_{пр} = \frac{M_{тр,0} - M_{тр,i}}{\Delta M_{тр,мас}}, \quad (11.3)$$

де $\Delta M_{тр,мас}$ – максимальне значення моменту тертя за час припрацювання (до стабілізації моменту тертя), Н · м,

$$\Delta M_{тр,мас} = M_{тр,0} - M_{тр,мін}, \quad (11.4)$$

де $M_{тр,мін}$ – мінімальне значення моменту тертя, що досягнуте після завершення припрацювання, Н · м.

Припрацювання контролюється безпосередньо за зміною механічних втрат, дозволяючи об'єктивно оцінити рівень припрацювання гідромотора, що сприяє підвищенню якості обкатки. Контроль припрацювання при роботі в зоні мінімальних частот обертання і підвищеному тиску в зливній магістралі дозволяє оцінити можливість сприйняття експлуатаційних навантажень на одному з найбільш напружених режимів, коли пари тертя працюють в умовах напіврідинного змащування і найбільш імовірні випадки пошкодження

поверхонь тертя деталей. За допомогою цього способу контролю може бути проведено оцінювання припрацювання не тільки окремих гідромашин, але і зроблена комплексна оцінка гідропривідного механізму в цілому.

У табл. 11.16 наведені екстремальні значення перепаду тиску (втрат на тертя), отримані у гідромашинах поршневого типу на різних етапах припрацювання, включаючи заводську штатну обкатку та додаткову.

Для всіх досліджених зразків втрати на тертя після напрацювання менше за екстремальних значень, отриманих до обкатки. Така тенденція зниження механічних втрат характерна тільки для якісно виготовлених гідромашин і при контролі підвищеним тиском, тобто при «жорсткому» контролі втрат. Таким чином з точки зору виявлення дефектів виготовлення гідромашин доцільно призначати величину тиску такою, щоб сумарний тиск у порожнинах дорівнював номінальному тиску згідно з технічною характеристикою. З врахуванням того, що саме в період заводської обкатки гідромашин найбільш імовірно пошкодження поверхонь тертя, збільшення механічних втрат у процесі експлуатації гідромашини до їх початкового (до обкатки) значення може служити критерієм оцінки її граничного технічного стану, зокрема, для прийняття рішення про зняття з експлуатації та проведення ревізії і ремонту.

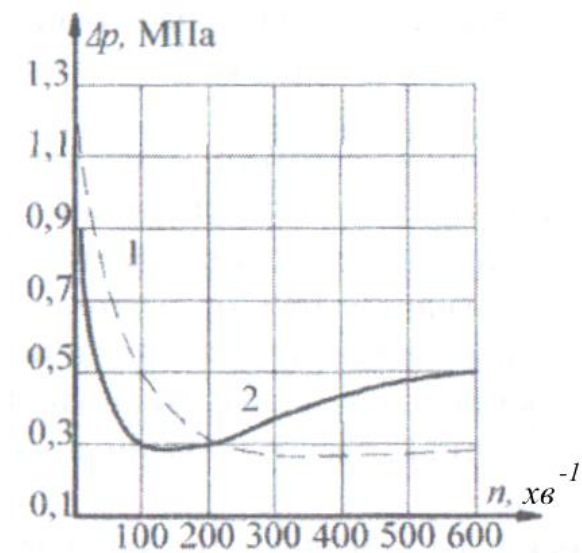


Рисунок 11.19 – Залежність перепаду тиску від частоти обертання вала аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-23Р при температурі робочої рідини: 1–55 °С; 2 – 20 °С. Тиск на зливі гідромотора 2,5 МПа

Важливим питанням є вибір швидкісного режиму діагностування. На рис. 11.19 показано зміну перепаду тиску гідромотора залежно від частоти обертання при різній температурі робочої рідини. Характер зміни перепаду тиску не залежить від температури робочої рідини та є типовим для усіх поршневих гідромоторів: зафіксований при мінімальних швидкостях

найбільший перепад тиску Δp зі збільшенням частоти обертання різко зменшується, а потім зростає.

Принципова різниця полягає в тому, що, по-перше, зниження Δp при малих частотах обертання та холодній робочій рідині (крива 2) відбувається більш інтенсивно, ніж на гарячій (крива 1), і у других, при переході через мінімум зростає Δp при підвищених швидкостях на холодній робочій рідині значніше, ніж на гарячій. При визначеній частоті обертання ($\sim 200 \text{ хв.}^{-1}$) криві перетинаються.

Таблиця 11.16 – Втрати на тертя в гідромоторах при обкатці і початковому етапі експлуатації

№ з/п	Шифр гідромотора (кількість зразків)	Перепад тиску, МПа		Тривалість напрацювання, год
		до обкатки	після обкатки	
1.	МРФ-160/25М (8)	1,3/1,0	0,7/0,55	1,5
2.	МРФ-400/25П (5)	1,3/0,9	0,9/0,85	21 хв
3.	МН-250/100 (8)	1,15/0,85	0,5/0,35	6
4.	МНА-63/200 (9)	0,85/0,6	0,55/0,45	1,5
5.	РМНА-125/320 (8)	1,15/0,6	0,55/0,45	10
6.	Г15-22Р (8)	1,22/0,75	0,54/0,38	3
7.	Г15-22Р (16)	1,45/0,6	0,55/0,35	3
8.	310.224 (12)	1,5/0,7(1,08)	1,2/0,5(0,8)	2,5
9.	410.122 (28)	1,4/0,35(0,79)	0,3/0,2(0,27)	2,5
10.	410.56 (7)	1/0,6(0,8)	0,6/0,4(0,44)	1,5
11.	МН 373-JC-G4 (4)	0,9 ... 1,3	0,35 ... 0,7	3

Примітки: 1. Типи гідромашин: 1 і 2 – радіально-поршневі гідромотори одноразової дії; 3 – аксіально-поршневий мотор-насос з похилим блоком циліндрів і подвійним несилосим карданом; 4 і 5 – аксіально-поршневі мотор-насоси з похилим блоком і гідростатичним розвантаженням поршнів; 6 і 7 – аксіально-поршневі мотор-насоси з похилим блоком і точковим контактом поршнів різних партій; 8...10 – аксіально-поршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів і шатуновою безкарданною кінематикою; 11 – радіально-поршневий гідромотор одноразової дії фірми SUNDSTRAND (США). 2. В чисельнику вказано максимальне, а в знаменнику мінімальне значення перепаду тиску для партій випробуваних гідромашин. 3. Для гідромоторів згідно пп. 1...7 виміри проведені після складання, обкатки та додаткового припрацювання, для гідромашин згідно пп. 8...10 після заводської обкатки і далі після додаткового напрацювання. 4. Цифри в дужках у графі «Перепад тиску» – середнє значення результатів вимірів.

Вочевидь, що цьому відповідає не якась строго фіксована частота обертання, а діапазон частот. Причиною такого характеру зміни втрати тиску є, мабуть, залежність в'язкості робочої рідини (мінерального масла) від температури (чим вища температура, тим менша в'язкість). З зменшенням в'язкості погіршуються змащувальні властивості у зоні граничного режиму тертя, який має місце на низьких частотах обертання (Δp вище для гарячої робочої рідини). В той же час менша в'язкість робочої рідини при високих частотах обертання сприяє зниженню таких видів втрат, як барботажні (на переміщення робочої рідини в корпусі гідромашини) і перепад тиску нижче Δp . Вказані закономірності проявляються тим істотніше, чим більша в'язкість даної робочої рідини залежить від температури, тобто чим «крутіше» в'язкісно-температурна характеристика робочої рідини.

З точки зору вибору режиму діагностування становить інтерес діапазон частот, який відповідає перехідній зоні, в якій перепад тиску близький до мінімального. Саме в цій зоні має місце перетинання кривих втрат тиску, тобто температурний фактор мінімально впливає на можливий розкид контрольованих параметрів. Наявність такої ділянки (зони діагностування) дозволяє контролювати параметри гідромоторів без врахування температурного фактора, що спрощує діагностування та підвищує достовірність і відповідно якість гідромашин, що виробляються.

Запропонована методика тестового діагностування неодноразово апробована і разом з контролем зовнішніх витоків може бути використана при заводських приймально-здавальних випробуваннях, для вхідного контролю гідромоторів у виробника гідрофікованої машини, а також в умовах експлуатації. В останньому випадку необхідно вказувати в експлуатаційній документації значення перепадів тиску, зафіксовані в початковому стані і після обкатки.

З метою подальшого удосконалення методики діагностування шляхом контролю за технічним станом гідромоторів без зняття їх з експлуатації, наприклад, шляхом контролю температури робочої рідини або вібраційних характеристик, та підвищення ефективності використання цих гідромашин, необхідно встановити кореляційні залежності по відношенню до способу діагностування за перепадом тиску на режимі холостого ходу.

11.9. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин

Впровадження прогресивних методів діагностування гідравлічних приводів машин при експлуатації пов'язане з вирішенням питань оптимізації режимів їх технічного обслуговування та ремонту. Важливою умовою ефективної експлуатації гідроприводу є скорочення сумарних витрат на утримання у справному стані при забезпеченні постійної продуктивності машини. Можлива й інша постановка задачі: підвищення продуктивності машини і збереження при цьому потрібного рівня витрат на ремонт та обслуговування гідроприводу. В обох випадках враховуються технічні та економічні показники гідроприводу. Оптимізація цих показників є важливим резервом підвищення ефективності процесу технічного обслуговування та дозволяє організувати оптимальне управління надійністю гідроприводу на стадії експлуатації.

Метою оптимального управління є збільшення ресурсу елементів гідроприводу завдяки мінімізації швидкості зносу при регламентованих витратах на усунення відмов. Вибір оптимального управління обслуговуванням може бути зроблено на основі узагальненого досвіду експлуатації гідроприводів або за результатами спеціальних експериментальних випробувань, але цей шлях потребує додаткових витрат. Тому у сучасній практиці частіше використовують аналітичні методи, що базуються на математичному моделюванні процесу технічного обслуговування. При цьому у багатьох випадках не потрібно створення повної моделі процесу технічного обслуговування, в якій враховувались би зміни фізичного стану елементів гідроприводу при експлуатації та економічні показники, а можуть бути використані спрощені моделі, призначені для розв'язання конкретних практичних задач. До таких задач належить визначення оптимальних значень граничних параметрів зносу елементів гідроприводу, виходячи із заданих часу напрацювання та продуктивності гідроприводу при експлуатації. Завищені граничні значення зносу пар тертя зумовлюють збільшення строку служби (ресурсу) гідроприводу, але при цьому відбувається зниження продуктивності машини внаслідок збільшення витоків рідини через зазори у парах тертя. Зниження граничних значень зносу пар тертя призводить до скорочення ресурсів гідроагрегатів, однак забезпечує високу продуктивність машини протягом усього періоду експлуатації.

Необхідність оптимізації потрібна не тільки при розрахунку граничних значень параметрів зносу, але й при визначенні оптимальних режимів процесу технічного обслуговування. Наприклад, швидкість зносу поверхонь тертя можна знизити шляхом збільшення частоти обслуговування елементів гідроприводу, що пов'язано з додатковими витратами коштів, матеріалів та ін. При цьому збільшується ресурс гідроприводу та знижуються витрати на придбання запасних гідроагрегатів або окремих вузлів гідроприводу.

Як уже було відзначено, роботи з технічного обслуговування гідравлічних приводів машин поділяють на планові (регламентні) та позапланові.

За допомогою планових робіт забезпечується регулярне обслуговування гідравлічних приводів машин у процесі їх нормальної експлуатації, у тому числі виконання робіт зі змащування, заправки робочою рідиною, очищення фільтроелементів, регулювання, перевірки правильності функціонування тощо. Для агрегатів, що експлуатуються за ресурсом, у перелік планових робіт включаються роботи із заміни агрегатів після відпрацювання встановлених ресурсів. Для агрегатів, технічне обслуговування та ремонт яких здійснюється за станом з контролем параметрів, у планові обов'язково додаються роботи з діагностування для своєчасного визначення станів агрегатів, які передують відмовам, та прогнозування зміни їх технічного стану при експлуатації.

Позапланові роботи, що виконуються при технічному обслуговуванні систем гідроприводів, пов'язані з відновленням працездатності системи при виникненні відмов окремих агрегатів та елементів. До цих робіт належать пошук агрегату, що відмовив, встановлення причини відмови, його заміна та подальша перевірка правильності функціонування системи.

11.9.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу. Для вирішення питань оптимізації режимів технічного обслуговування та контролю системи гідравлічних приводів широко використовуються різні методи математичного моделювання процесів експлуатації машин, їх технічного обслуговування та ремонту. Моделювання процесів технічного обслуговування та ремонту включає також моделювання процесів відновлення елементів гідравлічного обладнання машини.

Сьогодні застосовують різні методи моделювання процесів відновлення, найбільше поширення одержали методи статистичного моделювання. У цьому випадку процес відновлення будь-якого елемента гідроприводу описується

параметром потоку відновлення $\omega_B(t)$ та функцією потоку відновлення $\Omega_B(t)$ [43]. При нормальному функціонуванні системи технічного обслуговування спостерігається рівність функцій потоку відмов та потоку відновлення.

Параметр потоку відновлення

$$\omega_B(t) = \sum_{m=1}^{\infty} b_{k_m}(t), \quad (11.5)$$

де $b_{k_m}(t)$ – щільність розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу; m – кількість змін.

Функція потоку відновлення

$$\Omega_B(t) = \sum_{m=1}^{\infty} F_{k_m}(t), \quad (11.6)$$

де $F_{k_m}(t)$ – функція композиції розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу до заміни; m – кількість заміні.

Процес відновлення пов'язаний із заміною зношеної деталі гідроприводу на запасну; при цьому приймається, що ресурс запасної деталі менший за ресурс основної внаслідок її встановлення у зношений гідроагрегат. При загальному процесі відновлення композицію розподілення ресурсів визначають підсумовуванням ресурсів основної деталі зі щільністю розподілення $f_1(t)$ та запасної – зі щільністю $f_{3.ч}(t)$. Приймаємо, що запасні деталі встановлюються у гідропривід послідовно, тоді $f_{3.ч}(t) = b(t) = \dots = f_m(t)$, а середні значення та дисперсії композиції розподілення ресурсів елементів гідроприводу для будь-якого закону розподілення (нормального, експоненціального та ін.) визначаються підсумовуванням:

$$t_{к.сер} = t_{к.сер_{m-1}} + t_{3.ч.сер}, \quad (11.7)$$

$$\sigma^2 = \sigma_{k_{m-1}}^2 + \sigma_{3.ч}^2. \quad (11.8)$$

Щільність композицій розподілення ресурсів визначається через інтеграл згортання послідовно для m заміні:

$$f_{k_m}(t) = \int_0^{\infty} f_{3.ч}(t - t_{k_{m-1}}) f_{k_{m-1}}(t) dt. \quad (11.9)$$

При нормальних розподіленнях ресурсів основного елемента та запасної частини щільність розподілення напрацювання до заміни $m+1$ деталей у випадку загального відновлення визначається формулою

$$f_{k_m}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi(\sigma_1^2 + m\sigma_{3.ч}^2)}} e^{-\frac{(t-t_1-mt_{3.д})^2}{2(\sigma_1^2 + m\sigma_{3.ч}^2)}}, \quad (11.10)$$

де t_1 – ресурс основної деталі; σ_1 – дисперсія композиції розподілення ресурсу основної деталі; $t_{3.д}$, $\sigma_{3.ч}$, – відповідно ресурс та дисперсія композиції розподілення ресурсу запасної деталі (частини).

При невизначених законах розподілення ресурсів основного та запасного гідроприводів щільність композиції розподілення визначають наближеним інтегруванням інтегралу згортання:

$$f_{k_m}(t) \approx \sum_0^{\infty} f_{3.ч}(t_1 - t_m) f_{m-1}(t) \Delta t = \sum_0^{\infty} \Delta F_{k_{m-1}}(t) f_{3.ч}. \quad (11.11)$$

Вираз (11.11) добре узгоджується з процесом відновлення: на інтервалі напрацювання Δt відбуваються перші відмови елементів $\Delta F_{k_{m-1}}(t) = f_{k_{m-1}}(t) \Delta t$; елементи замінюють запасними деталями, відмови яких розподілені на подальшому напрацюванні $(t - t_m)$ відповідно до щільності розподілення ресурсу запасної частини $f_{3.ч}(t - t_m)$. Таким чином, в експлуатації знаходяться декілька груп запасних деталей, введених у роботу в різний час відповідно до функції $\Delta F_m(t)$. Імовірність декількох замін деталей дорівнює сумі імовірностей наявності замін в усіх $\Delta F_m(t)$ групах деталей.

Моделювання процесу відновлення гідроприводу пов'язано з процесом старіння (віком) машини. Це потребує урахування нестационарності характеру процесу відновлення деталей, які вийшли з ладу. У цьому випадку функція потоку ремонтів з урахуванням імовірностей безвідмовної роботи гідроприводу $P_r(t)$ до граничного стану

$$\Omega_p(t_p) = \int_0^{\infty} \omega(t) P_r(t) dt. \quad (11.12)$$

Визначені згідно з виразами (11.5), (11.6) і (11.12) залежності $\omega_b(t)$, $\Omega_b(t)$, $\Omega_p(t_p)$ використовуються у подальшому для оптимізації періодичності технічного обслуговування та контролю гідроприводів машин при експлуатації.

11.9.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів. Для цього можуть використовуватися різні критерії. Якщо відмови гідроагрегатів не пов'язані з небезпекою для людей гідроагрегатів, доцільно використовувати економічні критерії. Оптимальна періодичність технічного обслуговування Π для окремих

агрегатів $t_{\text{опт}}$ у цьому випадку може бути визначена з умови досягнення максимального значення співвідношення:

$$\Pi = \left\{ \frac{P^*(t)}{W_{\text{т.о}}} \right\}, \quad (11.13)$$

де $P^*(t)$ – необхідний рівень надійності роботи агрегату між технічними обслуговуваннями; $W_{\text{т.о}}$ – витрати на технічне обслуговування, які включають витрати на планові профілактичні роботи $W_{\text{пл}}$ та витрати на усунення відмов $W_{\text{від}}$.

Оптимальну періодичність виконання робіт з технічного обслуговування можна визначити за рис. 11.20. У ряді випадків максимальне значення величини Π може визначатися при деяких обмеженнях, наприклад, при забезпеченні мінімальної трудомісткості технічного обслуговування при заданому рівні надійності або максимальній надійності – при заданому рівні трудомісткості.

У тих випадках, коли відмові системи гідроприводу передують період розвитку несправності (наприклад, зниження тиску в системі внаслідок внутрішньої негерметичності), для визначення оптимальної періодичності робіт з технічного обслуговування може бути використаний такий метод [43]. Як критерій у цьому випадку застосовується максимум імовірності безвідмовної роботи за час $t_{\text{р.н}}$ розвитку несправності, яка ще не призводить до невідповідності функціонального параметра системи межах технічних умов.

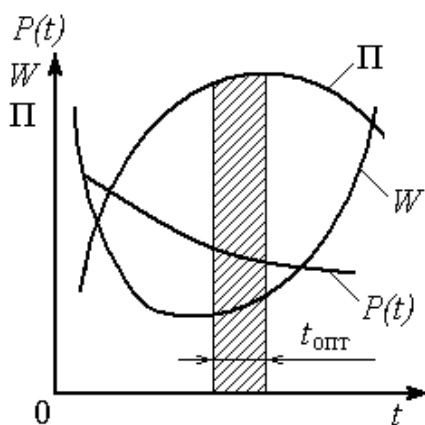


Рисунок 11.20 – Залежність параметрів $P(t)$, W та Π від часу напруження

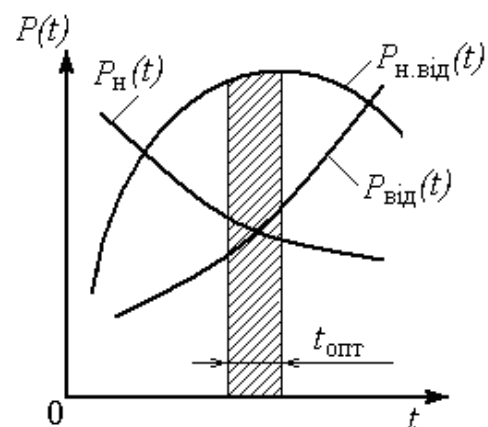


Рисунок 11.21 – Схема для визначення періодичності проведення технічного обслуговування

При експоненціальному розподіленні потоку відмов у системі гідроприводу оптимальна періодичність робіт з технічного обслуговування може бути визначена як

$$t_{\text{опт}} = \frac{\ln \lambda_1 - \ln \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}, \quad (11.14)$$

де λ_1 – інтенсивність виникнення несправностей; λ_2 – інтенсивність відмов.

Необхідно зазначити, що вираз (11.14) може бути використаний для визначення $t_{\text{опт}}$ та при наявності інших законів розподілення відмов у системі гідроприводу. Похибки при знаходженні значення $t_{\text{опт}}$ у таких випадках не перевищують 10...15 %.

На практиці оптимальне значення періодичності проведення робіт з технічного обслуговування та контролю систем гідравлічних приводів машин зазвичай знаходять шляхом побудови залежностей імовірностей виникнення несправностей у системі $P_n(t)$, імовірностей виникнення відмови $P_{\text{від}}(t)$ та імовірностей безвідмовної роботи системи при наявності несправностей $P_{\text{н.від}}(t)$ від часу t (рис. 11.21).

Отримані розрахункові значення оптимальної періодичності робіт з технічного обслуговування і контролю системи гідроприводу та його окремих агрегатів слід розглядати як бажані, які необхідно враховувати при визначенні періодичності технічного обслуговування машини в цілому, оскільки роботи з обслуговування системи гідроприводу повинні бути пов'язані з певним видом технічного обслуговування машини.

Знаходження оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування, як і будь-яка задача оптимізації, складається з трьох етапів: визначення виду цільової функції, виду варійованих параметрів та складання методики оптимізації. Як цільова функція або критерій оптимізації рекомендується приймати коефіцієнт сумарної питомої вартості $C_{\text{сум}}$ [43]. Однак цей показник визначається трьома іншими: вартістю усунення відмови $C_{\text{від}}$, що зумовлюється використанням ресурсу t_p ; вартістю виконання технічного обслуговування $C_{\text{обс}}$ з періодичністю $t_{\text{обс}}$, а також вартістю компенсації середніх питомих втрат C_k , що виникають внаслідок зносу деталей. Тому більш правильною буде методика оптимізації, що враховує три критерії. У більшості випадків необхідно залежно від умов обмеження або

ранжувати ці три критерії, або скласти який-небудь узагальнений критерій. При цьому рекомендується використовувати методи багатокритеріальної оптимізації, наприклад дослідження простору параметрів.

При розгляді оптимізації технічного обслуговування гідроприводів машин головним завданням є вибір параметрів, які підлягають оптимізації. У багатьох випадках такими параметрами є ресурс гідроагрегату та швидкість зносу його елементів.

Збільшення ресурсів гідроагрегату приводить до скорочення кількості ремонтів за строк експлуатації, а отже, й до зменшення використання запасних частин. Збільшення ресурсів агрегатів можна досягти шляхом збільшення гранично допустимого зносу та зниження середньої швидкості зносу. Однак підвищення граничного значення зносу приводить до збільшення витоків через зазори між з'єднаними поверхнями, а отже, – до зниження продуктивності машини. З іншого боку, зниження швидкості зносу може бути забезпечено при збільшенні частоти проведення технічних обслуговувань, що веде відповідно до зростання затрат.

Важливим питанням у проблемі оптимізації є вибір методу оптимізації. Якщо процес технічного обслуговування може бути змодельованим системою диференціальних або алгебричних рівнянь, що розв'язуються відносно параметрів оптимізації (ресурсу t_p та швидкості зносу u), то до цієї системи n рівнянь додають ще рівняння функцій цілі. Сумісне розв'язання цієї системи з урахуванням обмежень, зумовлених особливостями процесу зносу, а також економічними міркуваннями, дає можливість отримати рішення, оптимальні для заданих умов. Для зменшення трудомісткості розрахунків бажано заздалегідь визначити межі зміни варійованих параметрів. Їх можна визначити шляхом проведення попередніх експериментальних випробувань або апріорним шляхом. Зменшивши діапазон пошуку оптимальних параметрів, можна скоротити трудомісткість розв'язання задачі оптимізації.

Розглянемо декілька методів рішення задачі вибору оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування гідроприводів машин.

Метод головного критерію [43]. Використання цього методу передбачає виділення середовища групи частинних критеріїв $C_{від}$, $C_{обс}$, C_k основного (головного) критерію, наприклад $C_{від}$. Тоді за критерієм $C_{від}$ виконується пошук оптимальних параметрів, а на останні накладається обмеження у вигляді

нестрогих нерівностей: $C_{\text{обс}} \leq C_{\text{обс}}^*$; $C_{\text{к}} \leq C_{\text{к}}^*$ (тут $C_{\text{обс}}^*$ та $C_{\text{к}}^*$ – нормовані значення $C_{\text{обс}}$ та $C_{\text{к}}$).

Недоліком цього методу оптимізації є те, що в ряді випадків мінімальне значення $C_{\text{від}}$ може бути опущено внаслідок того, що обмеження на другорядні критерії $C_{\text{обс}}$ та $C_{\text{к}}$ можуть набутися домінуючого значення.

Метод узагальненого критерію [43]. У цьому випадку використовується не один критерій, а згортання окремих критеріїв. Метод передбачає використання одного критерію замість декількох. Позначимо його через $C_{\text{сум}}$. Тоді $C_{\text{сум}} = \alpha_1 C_{\text{від}} + \alpha_2 C_{\text{обс}} + \alpha_3 C_{\text{к}}$ (тут $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти, що визначають ступінь кожного критерію в основній сумі). Основною складністю у використанні такого методу є визначення значень цих коефіцієнтів.

У ряді випадків використовують такий прийом. Приймаючи $\sum \alpha_i = 1$ та задаючись приблизним співвідношенням, отримують згортання критеріїв. Значення α_i вибирають залежно від важливості відповідного критерію. Якщо при плануванні строків проведення технічного обслуговування гідроприводів відомі співвідношення між величинами $C_{\text{від}}$, $C_{\text{обс}}$ та $C_{\text{к}}$, то, відобразивши їх у вигляді пропорцій, легко отримати значення коефіцієнтів.

Лексикографічна постановка задачі оптимізації. Перераховані способи усунення невизначеностей при пошуку параметрів оптимізації не дають точної та визначеної інформації, але можуть бути використані для розв'язання окремих задач. Більш досконалим способом є лексикографічна постановка задачі оптимізації.

При використанні цього методу на першому етапі відбувається строге ранжування критеріїв, а саме – виділяється головний та другорядний критерії. На другому етапі вирішується задача мінімізації функції цілі з урахуванням того, що є областю оптимальних параметрів (якщо рішення задачі не єдине). Потім на третьому етапі на безлічі оптимальних параметрів, вибраних за першим критерієм, визначається область оптимальних параметрів, що відповідають другому критерію. Кількість наступних етапів відповідає кількості окремих критеріїв.

Застосована до процесу технічного обслуговування гідроприводів лексикографічна задача оптимізації може бути сформульована таким чином. Визначається область оптимальних параметрів для критерію $C_{\text{від}}$, з якої

виділяється область параметрів, що відповідають мінімальному значенню другорядного критерію $C_{\text{обс}}$. При цьому дотримується умова $C_{\text{від}_2} \leq C_{\text{від}_1}$ (тут $C_{\text{від}_1}$ та $C_{\text{від}_2}$ – значення основного критерію, отримані в результаті оптимізації відповідно на першому та другому етапах пошуку оптимальних параметрів). Після звуження області пошуку знову розв’язується задача оптимізації, але з урахуванням критерію C_k , що залишився. На третьому етапі оптимізується система за критерієм C_k ; при цьому на задачу оптимізації накладаються такі обмеження: $C_{\text{від}_{i+1}} \leq C_{\text{від}_i}$; $C_{\text{обс}_{i+1}} \leq C_{\text{обс}_i}$ (значення критеріїв з індексами i та $i+1$ відповідають результатам оптимізації, отриманим на цьому та попередньому її етапах).

На заключному етапі отримаємо єдине рішення або безліч оптимальних рішень для параметрів, які розглядаються (ресурсів гідроагрегатів та швидкості зносу). При наявності безлічі рішень можна продовжити пошук оптимальних параметрів, але для цього необхідно ввести нові частинні критерії.

Оптимізація параметрів технічного обслуговування гідроприводів в умовах компенсації окремих критеріїв. У попередніх випадках розглядалася задача оптимізації процесу технічного обслуговування без компенсації зменшення ряду окремих критеріїв. Однак можлива постановка задачі, коли припускається деяке зменшення значень окремих критеріїв за умови їх компенсації в результаті збільшення значення інших. Якщо така компенсація не зменшує ефективності усього процесу, то вона цілком припустима. При використанні цього методу величина припустимої компенсації оцінюється коефіцієнтом заміщення β .

Припустиме зменшення визначається добутком $\beta \cdot \Delta$ (тут Δ – відносне значення зменшення одного критерію відносно іншого). Наприклад, два будь-яких окремих критерії пов’язані співвідношенням

$$\beta = \frac{d J}{d J_j}, \quad (11.15)$$

де J_i та J_j – окремі критерії (в цьому випадку $C_{\text{від}}$, $C_{\text{обс}}$ або C_k).

Наступним важливим етапом при застосуванні цього методу оптимізації є складання рівняння зв’язку.

Розглянемо як приклад визначення значення β при наявності такого рівняння зв’язку між критеріями $C_{\text{від}}$ та $C_{\text{обс}}$:

$$F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) = \text{const.} \quad (11.16)$$

Продиференціювавши вираз (11.16), отримаємо

$$\frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{від}}} d C_{\text{від}} + \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{обс}}} d C_{\text{обс}} = 0. \quad (11.17)$$

Звідси маємо

$$\beta = \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{обс}}}{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{від}}}. \quad (11.18)$$

Поданий метод також оснований на визначенні виду узагальненого критерію $F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}, C_k)$ та коефіцієнтів, які враховують відсоток кожного критерію.

11.10. Заходи безпеки та охорона праці

1. До небезпечних факторів при експлуатації об'ємного гідроприводу відносяться:

- рухомі частини гідроприводу;
- підвищений тиск у гідравлічній системі;
- шум і вібрація;
- несприятлива дія на довкілля через витоки робочої рідини.

2. При монтажі і експлуатації об'ємного гідроприводу повинні виконуватися вимоги безпеки відповідно до ГОСТ 12.1.004, ГОСТ 12.1.019, ГОСТ 12.2.086 і ГОСТ 12.2.040 та інструкцій з експлуатації на кожен гідроприсрій і гідромашину.

3. При прокладанні трубопроводів вздовж виробу не допускається їх кріплення за допомогою зварювання.

4. Муфти з'єднання валів насосів і гідромоторів повинні мати захисну огорожу відповідно до технічної документації.

5. На проставках (перехідниках), які з'єднують вали насосів і гідромоторів з двигунами та виконавчими механізмами, відповідно, приєднувальних фланцях (штуцерах) і рукавах високого тиску повинні бути нанесені червоною фарбою стрілки, які вказують напрямок обертання, та мітки, що вказують на зони нагнітання (високого тиску) робочої рідини.

6. Підключення електричного живлення до електродвигунів і датчиків на гідроприсроях повинні виконуватися тільки після повного закінчення зборочно-монтажних робіт.

7. Забороняється під час експлуатації гідроприводу проводити роботи з технічного обслуговування, в тому числі підтягування різьбових з'єднань, очищення та обтирання гідропристроїв.

8. При проведенні випробувань об'ємного гідроприводу електродвигуни стенда повинні бути відключені при:

- руйнуванні або загоранні гідроелектрообладнання;
- спрацюванні аварійної електричної сигналізації при максимальному тиску нагнітання, мінімальному тиску підживлення, мінімальному рівні робочої рідини у гідробаку або її мінімальній температурі;
- відмові вимірювальних пристроїв, в тому числі при будь-яких пошкодженнях манометрів;
- при припиненні подачі охолоджувальної рідини;
- при появі підвищених зовнішніх витоків робочої рідини;
- при появі підвищеного шуму, стуку і вібрації.

Наступне включення (запуск) об'ємного гідроприводу дозволяється тільки після усунення несправностей.

9. Функціонування запобіжних клапанів необхідно перевіряти перед початком випробувань.

10. Забороняється експлуатація об'ємного гідроприводу на режимах, що перевищують гранично допустимі за тиском, частотою обертання і температурою робочої рідини.

11. При перевірці на відсутність витоків робочої рідини для усіх гідро пристроїв, які випробуються, повинен виконуватися такий регламент:

- при нульовому (мінімальному) тиску протягом 3 хв;
- при максимальному тиску протягом не менше ніж 3 хв.

12. Роботи всередині гідробака повинні проводитися з дотриманням вимог ГОСТ 12.2086, в тому числі:

- перед допуском робітників всередину гідробака його слід повністю випорожнити від робочої рідини, промити і протерти;
- перед проведенням робіт всередині гідробака повинні бути від'єднанні або заглушені трубопроводи які підведені до нього;
- при проведенні робіт всередині гідробака необхідно безперервне спостереження за їх проведенням та станом працюючих спеціальною людиною, який знаходиться зовні гідробака;
- робітник, який знаходиться всередині гідробака, повинен бути

одягнений у захисний одяг, захисну каску, мати шланговий протигаз, переносну драбину, також запобіжний пас з канатом, кінець якого повинен знаходитися у людини, яка спостерігає;

– під час перебування робітників всередині гідробака необхідно використовувати вибухобезпечні світильники, що працюють при напрузі 12 В, ввімкнення і вимкнення світильників слід проводити зовні гідробака.

13. На манометрах (шкалі або корпусі) повинні бути нанесені червоні мітки, які відповідають найбільшому або найменшому тиску, що допускається в магістралях об'ємного гідроприводу (основних, підживлення, управління і дренажу) або стендового обладнання. Головки гвинтів отворів для випускання повітря і зливні пробки для гідромашин повинні бути пофарбовані в контрастний колір.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть види гідроприводів залежно від кліматичних умов експлуатації.

2. Назвіть основні причини виникнення неполадок у гідроприводі та методи їх усунення.

3. Яка послідовність та обсяг робіт при монтажу гідроприводів?

4. Яка послідовність та обсяг робіт при запуску гідроприводу?

5. Які гідроапарати потрібно регулювати при пробному пуску гідроприводу?

6. Назвіть види технічного обслуговування гідрофікованих машин.

7. Які види ремонту (їх обсяг) передбачено для гідроприводів металообробних верстатів?

8. Який обсяг робіт виконується під час періодичного огляду?

9. Назвіть вимоги до робочої рідини гідросистем.

10. Коли і в якій послідовності проводиться заміна робочої рідини?

11. Перерахуйте вихідні параметри робочих рідин гідроприводів.

12. Як забруднення робочої рідини впливає на спрацювання елементів гідроприводу?

13. Який граничний вміст води може бути в робочій рідині?

14. Як впливає вміст повітря на характеристики робочої рідини?

15. Який вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні характеристики гідравлічних систем?

16. Яким чином змінюється ККД насосів зі зміною в'язкості робочої рідини?
17. Який фізичний процес старіння робочої рідини?
18. Які фактори впливають на старіння робочої рідини?
19. Які ви знаєте вогнестійкі робочі рідини?
20. Як усунути кавітацію робочої рідини?
21. Традиційні методи очищення робочих рідин.
22. Гідродинамічне очищення робочих рідин.
23. Методи промивання трубопроводів.
24. Методи очищення деталей і вузлів гідросистем від механічних забруднень.
25. Технологічне очищення трубопроводів.
26. Ущільнюючі з'єднання.
27. Вимоги до ущільнень, що використовуються у гідроприводах.
28. Ущільнення при зворотно-поступальному русі.
29. Ущільнення валів, що обертаються.
30. Ущільнення кільцями круглого перерізу.
31. Торцеві ущільнення.
32. Регенерація робочих рідин.
33. Яка рекомендована тонкість фільтрації робочих рідин для насосів та гідроапаратів?
34. Методи зниження шуму та вібрацій у гідроприводах.
35. Принцип роботи гасителів пульсацій тиску рідини в гідроприводі.
36. Методи зниження шуму в гідравлічних машинах.
37. Пасивні методи захисту від вібрацій.
38. Резонансні коливання трубопроводів та методи їх усунення.
39. Ємності для робочих рідин та вимоги до них.
40. Як визначити необхідний об'єм гідробака?
41. Захист ємностей гідросистем від забруднень.
42. Яка періодичність технічного обслуговування є оптимальною?
43. Особливості застосування методу узагальненого критерію при визначенні періодичності технічного обслуговування гідроприводів.

РОЗДІЛ 12

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ТА ПРИСТРОЇВ

У процесі експлуатації пневматичних приводів та пристроїв під впливом різних факторів розрегульовуються їхні параметри, витрачаються матеріали, старіють або відмовляють окремі компоненти, у результаті чого знижується якість або взагалі припиняється їх функціонування. Для підтримки пневматичних приводів та пристроїв у робочому стані проводиться їх технічне обслуговування, планові та аварійні ремонти. Тривалість і надійність експлуатації пневматичних приводів і систем значною мірою визначаються правильним їх монтажем, організацією і якістю технічного обслуговування, спрямованого на виконання вимог експлуатаційної документації, інших заходів, які забезпечують його належне функціонування.

12.1. Монтаж пневматичних пристроїв та систем

Під час монтажу пневматичних систем та пристроїв повинні бути передбачені заходи, які виключають можливість пошкодження пристроїв та забезпечують захист від потрапляння забруднень у їхні внутрішні порожнини.

Місця встановлення пристроїв повинні бути доступні для обслуговування в процесі експлуатації.

Монтаж пневматичних пристроїв необхідно здійснювати таким чином, щоб напрямок руху повітря співпадав з напрямком стрілки на пристроях.

Перед монтажем пневматичних пристроїв необхідно видалити з отворів з різьбою заглушки та перевірити чистоту різьбових гнізд.

12.1.1. Монтаж трубопроводів. Він повинен забезпечити: міцність та щільність труб, їх з'єднання між собою і приєднання до арматури і пристроїв; надійність їх закріплення на опорних конструкціях; можливість видалення вологи, продування і промивання. Трубопроводи слід прокладати по коротших

відстанях між з'єднуваними пристроями з мінімальною кількістю згинань та перетинів в місцях, доступних для обслуговування, та де відсутнє різке коливання температури оточуючого середовища. Трубопроводи, зазвичай, повинні прокладатися на відстані 25...30 мм від стін та перекриття.

Для більш рівномірного постачання повітрям споживачам (рис. 12.1) магістральних трубопроводів міжцеховий 15 і цеховий 14 трубопроводи потрібно закільцювати. Це зменшує втрати енергії на пневматичний опір, дозволяє проводити ремонт та обслуговування відтинків трубопроводів без відключення усієї системи. При прокладанні трубопроводів не допускається утворення заглибин, оскільки це призводить до скупчення води, масла і бруду. Якщо не можна запобігти утворенню заглибин, то у найбільш низьких місцях слід встановлювати пристрої 8–13 (див. рис. 12.1) для вловлювання і видалення забруднень.

Для запобігання засміченню та забрудненню магістральних трубопроводів їх слід монтувати з нахилом 0,0005...0,005 у напрямку руху повітря. Відводи від магістрального трубопроводу рекомендується розташовувати вверху, це значно зменшує можливість потрапляння конденсату до споживача. Під час монтажу на трубопроводах засувок, клапанів та інших пристроїв біля них необхідно встановлювати опори (скоби, кронштейни), табл. 12.1.

Слід зазначити, що в якості трубопроводів найчастіше використовуються безшовні труби з вуглецевих та легованих сталей, з нержавіючих сталей, мідні, алюмінієві і з алюмінієвих сплавів, а також поліетиленові та поліхлорвінілові. На металеві труби повинно бути нанесене захисне покриття, стійке до корозії. Від якості підготовки внутрішньої поверхні труб для покриття залежить якість захисних робіт, а отже, довговічність трубопроводу. Під час монтажу гнучких трубопроводів необхідно враховувати, що вони можуть працювати тільки на згинання, а їх скручування – неприпустиме. У випадку роботи гнучких трубопроводів біля арматури вони повинні мати відрізки, не менше двох діаметрів, які не повинні згинатися.

Вибір прийнятного розміру діаметра трубопроводу базується на не перевищенні прийнятного перепаду тиску (зазвичай 10 % від початкового тиску). Перевагу слід віддавати трубопроводу із запасом за діаметром.

При згинанні труб необхідно дотримуватися таких вимог: місце згинання повинно мати плавні контури; овальність у поперечному перерізі труби

повинна бути не більша за 10 %. Мінімальний радіус внутрішньої кривої згинання труби повинен становити: для сталевих – при згинанні у холодному стані не менше 4 зовнішніх діаметрів, а при згинанні у гарячому стані – 3 зовнішніх діаметри; для мідних – при згинанні у холодному стані не менше 2 зовнішніх діаметрів; алюмінію і сплавів з нього – при згинанні у холодному стані не менше 3 зовнішніх діаметрів; поліетиленових: при згинанні у холодному стані не менше 6 зовнішніх діаметрів, а при згинанні у гарячому стані не менше 3 зовнішніх діаметрів; поліхлорвінілових – не менше 3 зовнішніх діаметрів.

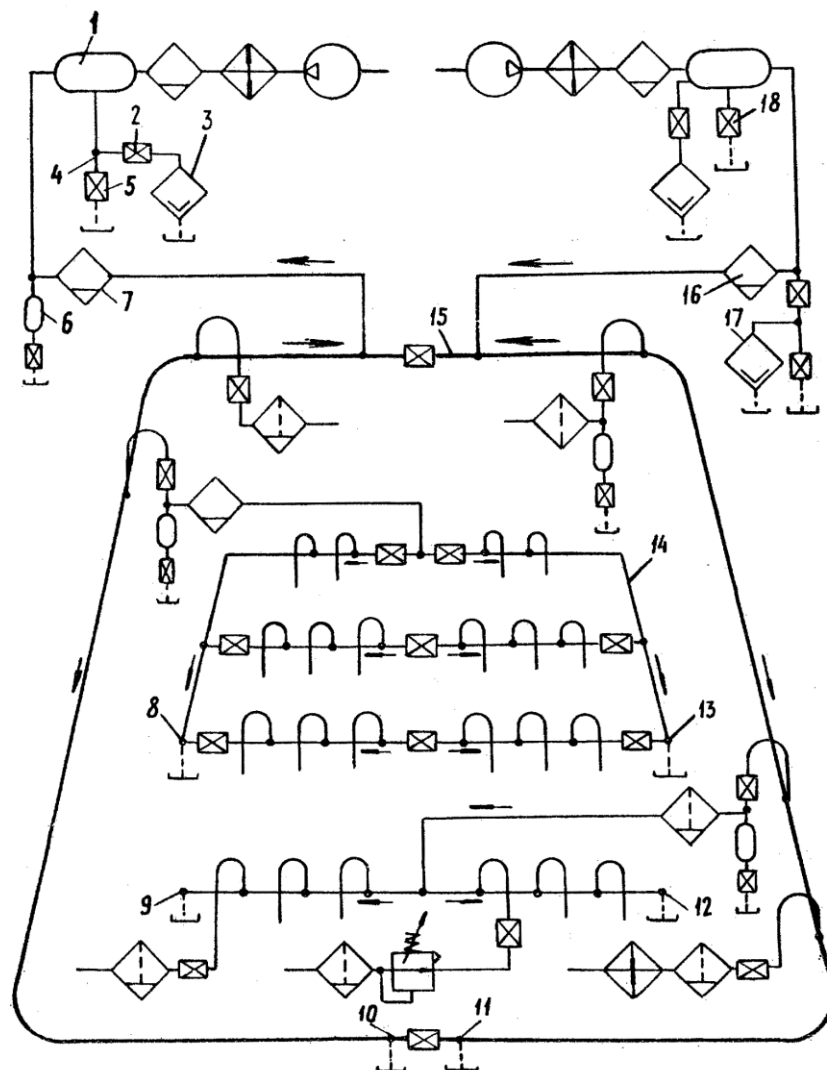


Рисунок 12.1 – Приклад застосування схем і монтажу очищувальних пристроїв та трубопроводів: 1 – ресивер; 2, 5, 18 – вентиль; 3, 17 – пристрій для відведення конденсату; 4 – труба, що виконує функції відстійника; 6 – водозбірник; 7, 16 – пристрій для відокремлення вологи; 8 – 13 – пристрої для вловлювання і видалення забруднень; 14, 15 – трубопроводи

Таблиця 12.1 – Рекомендовані відстані між кріпленнями трубопроводів [26]

Вид трубопроводу	Зовнішній діаметр, мм	Відстань між кріпленнями, м	
		на горизонтальних ділянках	на вертикальних ділянках
Стальні та вінілпластові	До 20	1,5	2,0
Стальні	Більше за 20	2,5...4,0	3,3...5,0
З кольорових металів	до 60	1,0	1,5
Одиночні труби з пластмас	До 25		
або			
пучки з них	До 10	0,3	0,5
Те ж саме	Більше за 10	0,5	0,8
	до 25		
Те ж саме	Більше за 25	0,7	1,2
	до 40		
Те ж саме	Більше за 40	1,0	1,5
Пневмокабелі	До 30	0,5	1,0
Те ж саме	Більше за 30	0,7	1,2

Під час монтажу трубопроводів використовують рознімні та нерознімні з'єднання. Як рознімні з'єднання використовують нормалізовані різьбові з'єднання. Нероз'ємні з'єднання виконують пайкою або зварюванням. При виконанні з'єднань повинні бути забезпечені такі вимоги: механічна міцність; щільність; повний прохідний переріз, а для рознімного з'єднання – легкість збирання та розбирання. Найбільшого поширення при виконанні нерознімних з'єднань отримало газове зварювання труб. Серед рознімних з'єднань використовуються різьбові, фланцеві, муфтові, ніпельні та ін.

12.1.2. Монтаж пристроїв очищення повітря та масло розпилювачів.

Для часткового видалення води та масла зі стисненого повітря на виході з компресора встановлюють кінцеві холодильники та волого масловіддільники. При цьому кінцевий холодильник повинен бути встановлений як можна ближче до компресора та об'єднаний з ним коротким трубопроводом.

Монтаж пристроїв очищення та маслорозпилювачів повинен забезпечити в процесі експлуатації легкий доступ до них обслуговуючого персоналу. Оскільки фільтри видаляють тільки крапельну вологу та тверді частки, а пара вологи, яка залишилася, можуть конденсуватися та відтинку трубопроводу між

фільтром і пристроєм, перед яким його встановлено, то фільтри необхідно розміщувати як можна ближче до цього пристрою. Стакан фільтра потрібно встановлювати вертикально.

Осушувачі можуть бути встановлені як у приміщенні, так і на відкритому повітрі. В останньому випадку необхідно вжити заходи, які запобігають замерзанню дренажних ліній у зимовий період. Повітрозбірник повинен монтуватися за межами приміщень.

Під час монтажу осушувачів у приміщенні розміри останнього повинні забезпечити можливість проведення монтажних та ремонтних робіт. Осушувачі монтуються на фундаментах або стояках, вмонтованих у підлогу приміщення. Повітряні трубопроводи слід оснащувати роз'ємними з'єднаннями, необхідними для монтажу та ремонту. Розташування запірної апаратури на трубопроводах повинно бути зручним для обслуговування. У монтажній схемі повинні бути передбачені байпасні лінії, які дозволяють відключити осушувач для ремонту або заміни адсорбенту без порушення споживання стисненого повітря.

Для більш надійного змащування маслорозпилювач рекомендується встановлювати трохи вище обладнання для змащування для того, щоб масло переміщувалося у потрібному напрямку під дією сили тяжіння. Маслорозпилювачі, як і фільтри, повинні монтуватися у вертикальному положенні та кріпитися безпосередньо на трубопроводі.

Існуючі конструкції автоматичних конденсатовідвідників чутливі до забруднень, які можуть викликати заїдання рухомих частин та забруднення дренажного отвору. Тому їх слід використовувати разом з відстійниками, рис. 12.1. Для відведення забруднень з ресивера 1 бажано використовувати автоматичні конденсатовідвідні пристрої, які запобігають заводненню пневмосистеми і не потребують витрати робочого часу на відкриття та закриття вентилів і кранів. Ручні пристрої більш прості та надійні, однак використовувати їх треба в тому випадку, коли небезпека накопичення конденсату дуже мала, а скид проводиться не частіше ніж раз у зміну. Злив конденсату здійснюється шляхом приєднання водозбірників до дренажної системи.

12.1.3. Монтаж пневмоциліндрів. Залежно від умов роботи стаціонарні пневмоциліндри монтуються різними способами: на подовжених стяжках; на передньому або задньому фланцях; лапах; провушині; цапфах; шарнірі.

Кріплення до штока виконавчого механізму також може бути здійснено різними способами: за допомогою зовнішньої або внутрішньої різьби на кінці штока або шляхом використання перехідних елементів для кріплення – цапф, провусин, фланців, які накручуються на кінець штока з різьбою.

Монтаж ударних пневмоциліндрів рекомендується проводити на передньому або задньому фланцях.

При виборі способу монтажу слід намагатися (особливо при великих навантаженнях та значному ходу поршня) зменшити або виключити згинальні моменти, які виникають при дії бокових навантажень на шток.

Під час монтажу пневмоциліндра необхідно забезпечити співвісність його штоку з веденою ланкою виконавчого механізму, яка з'єднана з ним. Співвісність перевіряється шляхом встановлення монтажних струн, висків інших пристроїв. Порушення співвісності пневмоциліндра з виконавчим механізмом приводить до однобічного зношування циліндра та напрямних втулок штока, а також до однобічного зношування ущільнень штока і поршня та перекосів виконавчого механізму. Крім того, перекіс та бічні навантаження в окремих випадках можуть викликати заклинювання штока.

Кріплення пневмоциліндрів повинно бути достатньо міцним і жорстким. З'єднання штока з приводом бажано здійснювати через шарнір. Затяжка ущільнень, які регулюються, для штоків повинна забезпечити їх ущільнення при припустимих втратах на тертя. При монтажі пневмоциліндрів, які монтуються на цапфах, вони повинні без перешкод качатися на цапфі у межах заданого кута повороту, що перевіряється шляхом нахилу циліндра на заданий кут. Для запобігання збору конденсату пневмоциліндри монтуються отворами для підведення повітря вниз.

У вихлопну порожнину пневмоциліндра односторонньої дії для запобігання потрапляння в неї бруду з оточуючого середовища встановлюють фільтри (сапуни).

Після закінчення монтажу перевіряється відповідність крайніх положень поршня циліндра положенню виконавчого механізму, при цьому для виключення ударів поршня об кришку величину робочого ходу слід приймати меншою за величину повного ходу циліндра.

Монтажне положення пневмоциліндрів будь-яке. Переміщення штока приводу при прямому та зворотному його ході при номінальному тиску повинно відбуватися без ривків, заїдань та ударів.

12.1.4. Монтаж пневмоторів. Під час їх монтажу необхідно слідкувати за співвісністю валів мотора та виконавчого механізму. Осьове зусилля на вали пневмоторів недопустиме. Його положення при монтажі будь-яке.

Після встановлення пневмотор необхідно апробувати у робочому режимі протягом 15...20 хв. Якщо пневмотор реверсивний, то слід перевірити його оберти у правому та лівому напрямку. Під час роботи не повинно бути сторонніх стуків, шумів у середині мотора, витоків повітря по стиках, з'єднаннях та крізь стінки деталей.

Необхідно також контролювати температуру зовнішніх поверхонь (у місцях встановлення підшипників). Нагрівання вище 50...60 °С неприпустиме. У випадку підвищення температури пневмотор необхідно оглянути та встановити причину нагрівання.

12.1.5. Монтаж пневмоапаратури.

Спосіб монтажу пневмоапаратури визначається її монтажно-комунікаційними параметрами, тобто способом приєднання зовнішніх пневмоліній, закріплення окремих пристроїв та їх компоновка у єдину систему.

Монтаж може бути індивідуальним або груповим. При індивідуальному способі монтажу апарат кріпиться і з'єднується за схемою без спільних комунікаційних і монтажних деталей, а з іншими елементами з'єднується зазвичай за допомогою трубопроводів або каналів у корпусних деталях машини, вузла тощо. При груповому монтажі апарати кріпляться та приєднуються до системи за допомогою спільних або уніфікованих монтажних та комунікаційних деталей. Індивідуальний монтаж може бути різьбовим (трубним) або стиковим.

Груповий монтаж може бути пакетним або батарейним. При пакетному монтажі розподільники не мають спільних каналів, при батарейному зазвичай утворюють спільні, для групи розподільників, канали живлення та вихлопні.

Монтаж повинен забезпечувати легкий доступ до пневмоапаратури для налаштування регулювання та обслуговування в процесі експлуатації. Апаратура зазвичай монтується у будь-якому положенні. Можливі виключення вказуються у вказівках з монтажу та експлуатації.

Золотникові розподільники з двостороннім управлінням слід розміщувати таким чином, щоб напрямок переміщення золотника був горизонтальним, особливо якщо у конструкції розподільника непередбачено спеціального

пристрою для фіксації золотника у крайніх положеннях. У протилежному випадку можливе самовільне переключення золотника при відсутності або рівності сигналів в обох керуючих порожнинах.

Кранові розподільники необхідно розміщувати таким чином, щоб виключити їх самовільне переключення під дією маси рукоятки.

Апарати стикового приєднання кріпляться гвинтами безпосередньо на панельній площині або на спеціальних проміжних плитах. Під час монтажу апаратів стикового приєднання з метою недопущення деформації корпусів гвинти не слід сильно затягувати, оскільки ущільнення площин забезпечується натягом гумових кілець. Розподільники слід встановлювати як можна ближче до об'єкта управління, що дозволить скоротити втрати стисненого повітря та підвищити швидкодію приводу.

Для зниження рівня шуму пристроїв мініапаратури, особливо центральної частини системи, які працюють при достатньо великій частоті, вихлоп апаратів рекомендується звести до колектора з глушником. З метою збільшення швидкодії та зменшення втрат тиску в лініях зв'язку між елементами слід виконувати трубопроводами якомога меншої довжини.

12.2. Технічне обслуговування пневматичних пристроїв, приводів та систем

12.2.1. Забруднювачі стисненого повітря. Для нормальної роботи пневмоприводів необхідно, щоб забруднення стисненого повітря не перевищувало допустимого рівня. Забруднювачами стисненого повітря є вода та компресорне масло у рідкому та пароподібному стані, тверді й газоподібні забруднювачі. Найбільшу частину забруднювачів пневматичних систем зазвичай становить вода та компресорні масла.

Вода. Джерелом води, яка міститься в стисненому повітрі, є водяна пара, що засмоктується компресором у пневматичну систему разом з атмосферним повітрям. Іноді вода надходить у лінію живлення через негерметичність проміжних і кінцевих холодильників, а також через відсутність загороджувальних козирків на забірних пристроях всмоктувальної лінії в дощову погоду. Вміст вологи у повітрі залежить від температури та відносної вологості пароповітряної суміші. Для атмосферного повітря ці параметри визначаються кліматичними умовами та порою року.

Стиснення повітря, яке надходить у компресор, супроводжується

підвищенням температури на 100...130 °С. У процесі стиснення повітря вміст вологи в його питомому об'ємі збільшується пропорційно підвищенню тиску, але при цьому внаслідок зростання температури його відносна вологість значно знижується. Так, при тиску в системі 0,7 МПа та відносній вологості всмоктуваного повітря 80 % стиснене повітря на виході з компресора має відносну вологість 6...10 %. Під час руху по трубопроводах та інших елементах пневматичної системи повітря охолоджується внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем відбувається перенасичення повітря водяною парою та її конденсацією.

Відносна вологість ϕ (відношення дійсного вмісту вологи у повітрі \tilde{d} до максимально можливого \tilde{d}_n при даних значеннях температури й тиску) виражається в частках одиниці або у відсотках і досягає максимального значення, рівного одиниці (100 %), коли $\tilde{d} = \tilde{d}_n$. Здатність стисненого повітря утримувати водяну пару зменшується зі зниженням температури й підвищенням тиску. При цьому його відносна вологість зростає, а після досягнення стану насичення ($\phi = 1$) відбувається конденсація надлишкової кількості пари і з'являється вода (конденсат). Температура, при якій це відбувається, називається точкою роси t_p . При більш високій температурі (і тому ж тиску) конденсація водяної пари не відбувається. Тому точка роси стисненого повітря часто визначається як міра вмісту в ньому водяної пари.

Масла. Джерелами забруднення стисненого повітря маслом можуть бути мастила компресорів і пневматичних пристроїв; масляні фільтри на лінії всмоктування компресорів; пара та масло, розпилене в повітрі. У стисненому повітрі масло зазвичай перебуває в пароподібному й рідкому станах. Гранична конденсація випарів масла у повітрі, як і водяної пари, зменшується зі зниженням температури та підвищенням тиску. Основною причиною забруднення стисненого повітря є винос у лінію живлення мастила компресорів. Висока температура у поршневого просторі компресорів і на початковій ділянці лінії живлення приведе до пароутворення та частково термічного розкладання масла. У результаті до 5...6 % масла окислюється та у вигляді нагару й лакоподібної плівки осаджується на внутрішніх порожнинах компресора та трубопроводів, а легкі фракції у вигляді пари і дрібнодисперсної фази разом з повітрям потрапляють у систему.

Забрудненнями вважаються всі сорти масел та мастил, що присутні у

пневматичних системах, які не потребують внесення мастил під час роботи. У пневматичних системах, які вимагають внесення мастильних матеріалів під час роботи, забрудненнями стисненого повітря вважаються всі сорти консервуючих та компресорних масел і мастил.

Тверді забруднення. Концентрація, дисперсний склад і природа твердих забруднень стисненого повітря залежать від забруднення повітряного басейну у зоні всмоктування компресора, стану трубопроводів і пневмопристроїв, режимів їх експлуатації й обслуговування. Основна кількість твердих забруднень потрапляє у стиснене повітря під час передачі його по трубопроводах і з'єднаннях. Ці забруднення на 95...98 % складаються з іржі й окалини. Під час порушення технології виготовлення й монтажу в трубопроводи також потрапляють частинки ущільнюючих матеріалів і промисловий пил. Усереднена концентрація іржі й окалини в міжцехових трубопроводах може становити до 25 мг/м^3 ; у цехових – до $12,5 \text{ мг/м}^3$. При доброму стані трубопроводів концентрація іржі й окалини зазвичай не перевищує $2...4 \text{ мг/м}^3$, однак разові концентрації забруднень у момент початку подачі повітря при струсах і гідравлічних ударах у трубопроводах можуть бути значно більші. Металеві частинки з'являються в пневмосистемах у результаті зношування поршневих кілець компресорів і рухливих деталей пневмопристроїв, а стружка та притиральні склади й абразиви – при неправильній підготовці внутрішніх порожнин пневмопристроїв. При цьому щільність твердих забруднень повітря становить $0,1...8 \text{ г/см}^3$.

Газоподібні забруднення. Основну частину газоподібних забруднень, які потрапляють у пневматичні системи разом з атмосферним повітрям, становлять: димові гази від спалювання палива; гази, що утворюються при хімічних процесах; випари кислот і лугів, розчинники й ін. Найчастіше в стисненому повітрі міститься сірчистий газ, що при з'єднанні з конденсатом утворює сірчану кислоту, яка руйнує поверхні пневмопристроїв і ущільнень разом з іншими розчинами кислот, лугів та озоном.

Класи забруднення стисненого повітря. За ДСТ 17433-80 (СТ СЄВ 1740-79) встановлено 15 класів забруднення стисненого повітря, призначеного для живлення пневматичних пристроїв і систем, що працюють при тиску до $2,5 \text{ МПа}$ (табл. 12.2). Аналіз даних експлуатації та проведених досліджень свідчить про те, що забруднення стисненого повітря значно знижує безвідмовність і довговічність пневматичних систем, призводить до порушення

технологічних процесів. Через вплив забруднень стисненого повітря зношування пристроїв збільшується у 2...7 разів, вихід пристроїв з ладу з цієї причини становить до 80 % від загальної кількості відмов [45].

Таблиця 12.2 – Класи забруднення стисненого повітря*

Клас забруднення	Розмір твердої частинки, мкм, не більше	Вміст сторонніх домішок, мг/м ³		
		твердих частинок	води (у рідкому стані)	масел (у рідкому стані)
0	0,5	0,001	Не допускається	
1	5	1	Те ж саме	
2	5	1	500	Не допускається
3	10	2	Не допускається	
4	10	2	800	16
5	25	2	Не допускається	
6	25	2	800	16
7	40	4	Не допускається	
8	40	4	800	16
9	80	4	Не допускається	
10	80	4	800	16
11	Не регламентується	12,5	Не допускається	
12	Те ж саме	12,5	3200	25
13	Те ж саме	25	Не допускається	
14	Те ж саме	25	10000	100

*Примітки. 1. Вміст сторонніх домішок зазначено для повітря при нормальних умовах: температурі 293 К (20 °С) і тиску 101,325 кПа.

Температура точки роси стисненого повітря повинна бути для класу 0 і всіх непарних класів нижче мінімальної робочої температури не менш ніж на 10 °С; для класів 2, 4, 6, 8, 10, 12 і 14 – не регламентується. При експлуатації пневматичних пристроїв і трубопроводів за мінімальну робочу температуру приймають найменшу з температур: мінімальну температуру стисненого повітря або мінімальну температуру навколишнього середовища.

2. Розмір твердої частинки приймають за найбільшим обмірюваним значенням. У стисненому повітрі незалежно від класу забруднення допускаються тільки сліди кислот і лугів. Пара кислот і лугів у незначній кількості можуть потрапити в стиснене повітря з навколишнього середовища, наприклад, при всмоктуванні повітря у компресор, який розташований у безпосередній близькості від приміщення із відповідними технологічними процесами.

Вплив забруднень можна розділити на фізичний (закупорка отворів, змивання мастила, ушкодження клапанних пар, зношування й заклинювання

тертьових деталей), хімічний (корозія, руйнування покриттів і гумових деталей), електролітичний (наявність кислот і лугів призводить до руйнування поверхонь контактуючих деталей, навіть якщо вони виконані з легованих сталей, латуні або бронзи).

Забруднення стисненого повітря призводить до порушення технологічного процесу в ряді виробництв хімічної, харчової та інших галузей промисловості, під час розпилення фарб, лаків та ін.

12.2.2. Контроль забруднення стисненого повітря. Його проводять на відповідність класу забруднення за ДСТ 17433-80 (СТ СЄВ 1704-79), рекомендується проводити за ДСТ 24484-80 (СТ СЭВ 1705-79): на відповідність класу 0 не рідше одного разу на три місяці; на відповідність класам 1–7, 9, 11 і 13 не рідше одного разу на шість місяців; на відповідність класам 8, 10, 12, 14 не рідше одного разу на рік. При виході з ладу пневматичних пристроїв, а також після ремонту або заміни джерел живлення, трубопроводів і пристроїв очищення повітря потрібно робити позачергову перевірку.

Контроль чистоти стисненого повітря необхідно робити «закритим» способом, який виключає потрапляння в пробу забруднень ззовні. При цьому, очевидно, що цей контроль необхідно проводити після очисного пристрою перед входом до споживача (на ділянці до внесення мастила). Якщо виконання цієї вимоги утруднене або неможливе через конструктивні або інші причини, то контроль забруднення проводять після пристрою для внесення мастила, забезпечивши його роботу в режимі, при якому мастило не потрапляє в стиснене повітря. Наприклад, з маслорозпилювача потрібно злити масло й очистити від масла його внутрішні порожнини.

Методи вимірювання забруднення стисненого повітря викладені у ДСТ 24484-80 (СТ СЭВ 1705-79) і зводяться до таких основних положень. Контроль забруднення стисненого повітря повинен проводитися під час роботи пневматичної системи або при умовах, близьких до робочих. Відбір проб робиться на прямих ділянках трубопроводу, на відстані від найближчого місцевого опору не менше п'яти діаметрів трубопроводу. Вимірювана витрата (об'єм) повітря повинна приводитися до нормальних умов (температура 20 °С, тиск 101,325 кПа).

12.2.3. Обслуговування пристроїв очищення. Ступінь забруднення стисненого повітря багато в чому залежить від обслуговування пристроїв підготовки повітря, стану внутрішньої поверхні трубопроводів та ін. При

експлуатації пневматичних систем необхідно забезпечити своєчасне видалення забруднень (конденсату) з резервуарів очисних пристроїв, щоб не допускати їхнього заповнення вище допустимого рівня і потрапляння забруднень до споживача. Конденсат із пристроїв з непрозорим резервуаром, коли візуальний контроль неможливий, потрібно зливати періодично за графіком, складеним на підставі дослідних або розрахункових даних, виходячи з найбільшої можливої вологості повітря.

При застосуванні автоматичних пристроїв відводу конденсату необхідно організувати його відведення так, щоб виключити можливість забруднення навколишнього середовища. При відмові конденсатовідвідників необхідно їх демонтувати, прочистити демпферні отвори, промити фільтрувальний елемент і зовнішні поверхні, висушити та установити на місце.

У процесі експлуатації поверхні очисників поступово забруднюються водомасляною емульсією й іншими забрудненнями стисненого повітря, у зв'язку з чим може порушитися робота очисника. Тому потрібно періодично промивати очисники розчинами, які не руйнують поверхні деталей цих пристроїв. При обслуговуванні очисників із прозорими резервуарами необхідність промивання визначається візуально. Для промивання прозорих резервуарів можна використовувати теплу мильну воду.

У процесі експлуатації пори фільтрувальних елементів забиваються частинками забруднень, при цьому опір проходження повітря зростає й з'являється необхідність заміни фільтрувального елемента або відновлення його пропускної здатності. Очищенню піддаються в основному фільтрувальні елементи з пористого порошкового матеріалу та керамічні й сітчасті елементи; паперові, волокнисті, ткані та інші відновлювати недоцільно. Фільтрувальні елементи відновлюють такими способами: пропусканням стисненого повітря в напрямку, протилежному напрямку руху повітря під час роботи фільтра; пропусканням хімічних розчинників у напрямку, протилежному напрямку руху повітря під час фільтрації; пропусканням струменя гарячого газу; ультразвуковим очищенням.

Вибір способу регенерації визначається умовами роботи очисного пристрою та характером забруднень. Якщо забруднення містять велику кількість металевих домішок, то можна пропускати повітря у зворотному напрямку або застосовувати хімічний спосіб; у випадку присутності в забрудненнях силікатів регенерацію можна робити тільки механічними

способами. При наявності в повітрі органічних домішок очищення проводиться, як правило, термічним або хімічним способом.

Хімічний спосіб не застосовують, якщо фільтрувальні елементи виготовлені з матеріалів, що вступають у хімічну реакцію з розчинниками. При цьому способі очищення використовують такі розчинники, як бензин, ацетон, спирт та ін. Для регенерації фільтрів, виготовлених з пористого порошкового матеріалу й керамічних фільтрів, можна використовувати розчини різних кислот з наступним промиванням і нейтралізацією фільтрувального елемента. Недоліком цього способу є необхідність демонтажу фільтрувального елемента. Це також стосується й термічного способу очищення.

Ультразвукове очищення полягає в тому, що фільтрувальні елементи занурюють у миючу рідину, у якій збуджуються ультразвукові коливання. У зв'язку з тим, що сили, які діють на частинки забруднень, рівномірно розподілені по всьому об'єму рідини, досягається очищення найдрібніших пор фільтра. Діапазон частот, застосовуваних при ультразвуковому очищенні, дуже широкий. Застосовують як низькочастотні ультразвукові коливання (до 20 кГц), так і високочастотні (100...300 кГц).

Необхідно зазначити, що ефективна робота очисних пристроїв можлива тільки в певному діапазоні витрат, зазначеному у технічній характеристиці. У процесі експлуатації можливі випадки порушення режиму роботи очисних пристроїв, наприклад, при епізодичному додатковому використанні стисненого повітря для обдування деталей. У цьому випадку, якщо зазначені обставини не враховані в умовах експлуатації, можливе непередбачене потрапляння забруднень у пневматичну систему. Діапазон витрат для очисників вказується в експлуатаційній документації залежно від тиску. Найбільша витрата q повітря крізь сушильники, відцентрові та контактні фільтри-вологівіддільники при тисках, які відрізняються від зазначених у технічній характеристиці, не повинна перевищувати

$$q = q_{\text{ном}} \frac{p}{p_{\text{ном}}},$$

де $q_{\text{ном}}$ – найбільша рекомендована витрата при номінальному тиску $p_{\text{ном}}$; p – абсолютний тиск, відмінний від $p_{\text{ном}}$; $p_{\text{ном}}$ – абсолютний номінальний тиск.

У протилежному випадку знизиться ступінь очищення (осушення) повітря. Аналогічно вибирається найменша витрата повітря для відцентрових фільтрів-вологівіддільників і маслорозпилювачів.

У процесі експлуатації необхідно періодично перевіряти наявність і справність фільтрів, сапунів та інших пристроїв, які охороняють порожнини пневмопристроїв від потрапляння забруднень із навколишнього середовища.

12.2.4. Обслуговування мастильних пристроїв. Виконання вимог до змащування тертьових поверхонь пневматичних пристроїв у процесі експлуатації – одна з найважливіших умов забезпечення експлуатаційної надійності пневмоприводів. Мастила подаються до тертьових поверхонь пневмопристроїв за допомогою наливних напірних і безнапірних маслянок, пресмаслянок, живильників пневматичних імпульсної дії або централізованої мастильної системи, маслорозпилювачами однократного або двократного (у спеціальних випадках) розпилення. Технічне обслуговування зазначених пристроїв передбачає своєчасне заповнення витрачених об'ємів мастильних матеріалів і їх подачу до тертьових поверхонь за допомогою пристроїв з ручним управлінням. Пристрої, які містять прозорі деталі, що дозволяють візуально визначати наявність і якісний стан мастила, у випадку забруднення необхідно промивати теплою мильною водою або очищати іншим способом, який не руйнує поверхню деталей.

Стабільність подачі мастила маслорозпилювачами значною мірою залежить від в'язкості застосовуваного масла, яка, у свою чергу, істотно залежить від температури. Тому при досить великих змінах температури навколишнього середовища в зоні роботи пневмопристроїв або при змінінні температури стисненого повітря необхідно підрегулювати маслорозпилювач або змінити сорт масла.

В'язкість індустріальних масел марок I-12A, I-20A, I-25A, I-30A при різних температурах може бути визначена за такою наближеною формулою [44]

$$\nu_t = \nu_{50} \frac{65,7}{k},$$

де ν_{50} – кінематична в'язкість масла при температурі 50 °C, м²/с; k – коефіцієнт, визначений залежно від температури (табл. 12.3).

Таблиця 12.3 – Значення коефіцієнта k залежно від температури

$t, ^\circ\text{C}$	30	35	40	45	50	60	70
k	17,4	26	36,8	50	65,7	105,5	157,7

Марки, кількість і періодичність внесення мастил обговорюються в експлуатаційній документації на конкретні пневматичні пристрої. У випадку їхньої відсутності рекомендується маслорозпилювачі заправляти мінеральним маслом в'язкістю не більше 35 мм²/с при температурі 50 °С. Технічні дані рекомендованих сортів мінеральних масел наведені в табл. 12.4.

Подача мінеральних масел може бути приблизно встановлена з розрахунку 2...5 крапель масла на 1 м³ повітря, доведеного до нормальних умов.

Клас чистоти масла (ДСТ 17216-71) для конкретного пневмоприводу потрібно вибирати залежно від допустимого ступеня забруднення стисненого повітря (класу забруднення, зазначеного в експлуатаційній документації). Причому слід пам'ятати, що частинками забруднення вважаються всі сторонні частинки, включаючи смолоутворення, колонії бактерій та ін. Наявність частинок забруднень розміром більше 200 мкм (крім волокон) у рідині не допускається. Волокнами вважаються частинки товщиною не більше 30 мкм при відношенні довжини до товщини не менше, ніж 10 : 1.

Таблиця 12.4 – Характеристики мінеральних масел

Показник	Індустріальні масла (ДСТ 20799-88)				Турбінні масла		
	I-12A	I-12A	I-25A	I-30A	T _п -22 (ДСТ 9972-74 (СТ СЕВ 2880-81))	T ₂₂ (ДСТ 32- 74)	T ₃₀ (ДСТ 32- 74)
1	2	3	4	5	6	7	8
Кінематична в'язкість при температурі 50 °С, мм ² /с (сСт)	10...14	17...23	24...27	28...33	20...23		
Температура спалаху, яка визначається у відкритому тиглі, °С, не менше	165	180...190			180		

Продовження таблиці 12.4

1	2	3	4	5	6	7	8
Температура застигання, °С, не більше	–30				–15		–10
Коксівність, %, не більше	–		0,15		–		
Зольність, %, не більше	–		0,005		–		
Кислотне число КОН на мг/1г масла, не більше	0,05				0,02		

12.2.5. Обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів. Технічне обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів зводиться в основному до забезпечення необхідної підготовки стисненого повітря (див. вище) і контролю їх роботи. У розподільній апаратурі необхідно перевірити чіткість переключення, відсутність заїдань при ручному і механічному управлінні, відсутність порушень у циклі, герметичність з'єднань трубопроводів і стиків, щільність кріплення кришок.

У процесі їх розбирання та складання необхідно дотримуватися чистоти та обережності поверхні деталей від ушкоджень. Особливу увагу потрібно приділяти запобіжним заходам під час монтажу еластичних ущільнень, які можуть бути ушкоджені при потраплянні на гострі кромки отворів і пазів.

Герметичність з'єднань, трубопроводів та ущільнювальних пристроїв контролюють шляхом огляду і прослуховування або за допомогою засобів, які дозволяють виявити витіки. При необхідності підтягують або замінюють з'єднання, ущільнення, трубопроводи. Після заміни ущільнень пристрої потрібно перевірити на герметичність. Необхідно враховувати, що порушення герметичності викликає не тільки збільшення непродуктивної витрати стисненого повітря, але й може призвести до порушення працездатності пневматичних пристроїв і заданої послідовності роботи пневмоприводу та інших видів відмов.

У налагоджуваних і регульованих пристроях перевіряють відповідність регульованих або налагоджуваних параметрів заданим значенням, а також стан

стопорних пристроїв. У пневматичних двигунах перевіряють також швидкість переміщення вихідної ланки.

12.2.6. Обслуговування трубопроводів. При внесенні в стиснене повітря масла для змащування тертьових поверхонь пневматичних пристроїв частина масла осідає на стінках повітропроводів, причому з нагрітого масла випаровуються леткі компоненти, у результаті чого утворюється шар карбонізованих коксоподібних відкладень – нагар. Нерозчинні в маслі гудроноподібні продукти окислювання, змішуючись із окислами заліза (продуктами корозії стінок повітропроводу) і пилом, який надходить із атмосфери, утворюють гудроноподібні відкладення в повітропроводі.

Трубопроводи очищають двома способами: продуванням стисненим повітрям і промиванням водою; хімічним очищенням.

Продування трубопроводів стисненим повітрям і промивання водою потрібно робити при швидкості руху повітря та води 15...20 м/с [44]. Цей спосіб дає задовільні результати при очищенні труб від звичайних забруднень, але він не дозволяє повністю видалити із труб напливи, іржу й окалину. Перевірка якості та ступеня очищення здійснюється візуально (шляхом перегляду на світло) або за чистотою вихідних потоків води або повітря. В останньому випадку на виході із труби ставлять аркуш чистого картону або фанери та за слідами забруднень визначають якість зробленого очищення. Після промивання трубопровід продувають стисненим повітрям не менше 10 хв.

Більш ефективним способом очищення повітропроводів є промивання їх розчинами синтетичних поверхнево-активних мийних засобів (ОП-7, ОП-10, сульфанол технічний, ДС, азолят та ін.). Зауважимо, що найбільше поширення в промисловості одержав сульфанол. Технічний сульфанол найчастіше зустрічається у вигляді пасти такого складу: активна речовина – 50...70 %, а інше – вода й нессульфовані речовини. Сульфанол у порівнянні з іншими поверхнево-активними речовинами має найменший поверхневий натяг на межі з повітрям, а також найкращі показники емульгуючої здатності, утворення піни та миючої дії. Хімічне очищення сульфанолом здійснюється таким способом. У струмінь стисненого повітря через форсунку вприскується розчин сульфанолу, піна якого на своєму шляху емульгує з масляними відкладеннями та потім виноситься повітрям через спускні вентиля. Гарна якість промивання повітропроводів практично будь-якої конфігурації, абсолютна безпека й незначні підготовчі роботи вигідно відрізняють цей метод від промивання

5 %-им розчином каустичної соди.

Рідкі масляні відкладення добре видаляються вприскуванням 1...2 %-го розчину сульфанолу через форсунку діаметром 1,5...2 мм при витраті розчину 1,5...2 л/хв.

Режим промивання:

Тиск стисненого повітря, МПа.....0,6...0,7

Швидкість повітря у трубопроводі, м/с.....8...10

Температура розчину, °С.....60...70

Час промивання, год.....1,5...2

Гудроноподібні відкладення усувають промиванням 3 %-им розчином сульфанолу протягом 2...3 год. Режим промивання, аналогічний наведеному вище. При відкладенні твердої фракції потрібно застосовувати слабкий розчин луку в комбінації з поверхнево-активною миючою рідиною, що містить 1...1,5 % тринатрійфосфату й 1...1,5 % сульфанолу. Після очищення повітропроводів цим розчином їх потрібно ретельно промити водою. Періодичність хімічного очищення повітропроводів залежить від інтенсивності утворення масляних відкладень.

Для виявлення нагаромасляних відкладень повітропровід регулярно перевіряють (приблизно один раз у три місяці).

Правилами будови та безпеки експлуатації компресорів і повітропроводів регламентований строк хімічного очищення – не рідше одного разу на шість місяців. У працях ВНДІТБ вказується, що найбільш ефективним є промивання повітропроводів один раз на два місяці.

Стан повітропроводу контролюється шляхом розкриття на ньому контрольних ділянок. Вони являють собою «котушки» довжиною не менше ніж 250 мм, які встановлюють на фланцях. Як контрольні ділянки можна використати й існуючі фланцеві з'єднання арматур. Контрольні ділянки доцільно вибирати у місцях найбільш імовірного скупчення масляних відкладень і на ділянках, які важко промиваються (вертикальних і з місцевим зниженням швидкості повітря). При цьому перша повинна бути розташована біля компресора, друга – на відстані 5...7 м від компресора, наступні – на відстані 10...15 м одна від одної. Відстань між контрольними ділянками на повітропроводі після ресивера повинна становити 30...40 м, причому найближча до повітрозбірника ділянка повинна бути віддалена від нього на 5...10 м. У міру віддалення від повітрозбірника, якщо на цих ділянках масляних

відкладень не виявляється, відстань між контрольними ділянками може бути збільшена до 150...350 м.

Зазначені методи обслуговування придатні для металевих трубопроводів. В еластичних пластмасових трубопроводах, а також шлангах, перевіряють відсутність перегинів і порушень цілісності, відсутність стикання трубопроводів, з'єднаних з рухомими частинами машин, з нерухомими деталями й ін. При порушенні працездатності еластичні трубопроводи замінюють.

12.2.7. Контроль герметичності пневмопристроїв. Герметичність пневмопристроїв контролюють шляхом огляду та прослуховування або за допомогою спеціальних методів і засобів, які дозволяють виявити витіки. Методи випробувань на герметичність зазначені у ДСТ 24054-80. Для пневмопристроїв загальнопромислового застосування найбільш раціональні методи перевірки герметичності наведені в табл. 12.5.

Таблиця 12.5 – Методи перевірки герметичності

Метод	Спосіб реалізації	Короткий опис способу
1	2	3
Манометричний	Компресійний	Виріб заповнюють пробним газом під тиском, відсікають подачу газу та витримують протягом певного часу. Про ступінь герметичності судять за зниженням тиску
	Камерний	Виріб або його частину поміщають у камеру, заповнюють його пробним газом під тиском і витримують протягом певного часу. Про ступінь герметичності судять за підвищенням тиску в камері
Бульбашки	Компресійний	Виріб занурюють у ванну з індикаторною рідиною та заповнюють пробним газом під тиском. Про ступінь герметичності судять за появою бульбашок газу
для конкретного пневмоприводу	Камерний	Виріб підключають до бульбашкової камери (лічильника бульбашок газу) і подають до неї (камери) пробний газ під тиском. Про ступінь герметичності судять за інтенсивністю появи бульбашок газу в камері після стабілізації тиску в

Продовження таблиці 12.5

1	2	3
для конкретного пневмоприводу	Обмилюванням	Виріб заповнюють пробним газом під тиском, контрольовані ділянки покривають масою піни. Про негерметичність судять за появою бульбашок газу пінистої маси

Заслужовує на увагу розроблений акустичний вибокушувач, який може бути застосований для швидкого виявлення місць порушення герметичності об'єктів, що перебувають під тиском [44]. Межі основної похибки визначення координат дефекту не перевищують ± 15 мм. Чутливість приладу така: дефект діаметром 0,2 мм при надлишковому тиску усередині порожнини 0,5 МПа виявляється з відстані 2,5 м. Маса приладу становить 0,9 кг.

12.2.8. Зниження рівня шуму та виносу масляних аерозолів під час роботи пневмоприводів. Шум, що виникає під час роботи пневмопристроїв і пневмоприводу, може бути механічного або аеродинамічного походження. Шум механічного походження виникає в основному під час ударів рухомих деталей у пневмопристроях циклічної дії (поршнів, золотників об кришки, клапанів об сідла та ін.). Зниження рівня шуму механічного походження до необхідних норм досягається в результаті оптимізації конструктивних параметрів пневмопристроїв або введенням гальмівних чи амортизуючих пристроїв. Слід зазначити, що механічний шум у пневмоприводах відносно невеликий і, як правило, не перевищує шуму обладнання, що працює на інших виробничих ділянках.

Шум аеродинамічного походження виникає в основному через турбулентне змішання стисненого повітря з навколишнім середовищем під час вихлопу. Рівень звуку під час вихлопу з вільного кінця каналу (труби) під час роботи пневмоприводу при тиску 0,4...0,6 МПа досягає 95...125 дБа, причому найбільші значення рівня розташовані у високочастотній частині спектра, що посилює шкідливий вплив на людину. Інтенсивність цього шуму великою мірою залежить від швидкості витікання стисненого повітря в атмосферу (пропорційна швидкості у восьмому степені). Тому основним способом зниження шуму є зниження швидкості повітря на вихлопі за допомогою спеціальних пристроїв – глушників. Залежно від вимог до шуму на конкретній ділянці можна застосовувати й інші способи зниження шуму або їх комбінації.

Наприклад, вихлопний трубопровід виводять із робочої зони, з цього приміщення або разом із глушником поміщають у звукоізолюючу шафу.

Для зниження рівня звуку під час вихлопу стисненого повітря застосовують глушники тертя й реактивні глушники. Глушники тертя найбільш універсальні й ефективні в широкому діапазоні частот (25...8 000 Гц). Їх виготовляють як окремі пристрої, рідше – вмонтованими для застосування з різними видами пневмоприводів, у тому числі із пневматичними двигунами поступального й обертового руху. Реактивні глушники (акустичні фільтри) використовують, як правило, для зниження шуму пневматичних моторів та інструментів з певною смугою частот найбільшої інтенсивності шуму. Опір реактивних глушників менше, ніж глушників тертя, однак вони мають більші розміри та поява через вихороутворення власного низькочастотного шуму значно звужує сферу їх застосування.

Найбільше поширення одержали глушники тертя зі звукопоглинаючим елементом з пористого проникного матеріалу (синтетики, металевого порошкового матеріалу, металокераміки та ін.).

У вітчизняній промисловості у цей час серійно виготовляють керамічні глушники та глушники з пористого порошкового матеріалу. Глушники з керамічною втулкою мають меншу міцність і порівняно більші розміри. Глушники із втулками з пористого порошкового матеріалу мають вищу вартість, для їх виготовлення необхідні протикорозійні матеріали (кольорові сплави або корозійностійкі сталі). Однак вони мають високу міцність і невеликі розміри, що, як правило, не перевищують розмірів кінцевих з'єднань.

Масло з компресора (при недостатньому очищенні стисненого повітря, що надходить у пневмопривід), а також частина масла, внесеного в стиснене повітря для змащування пневмопристроїв, під час вихлопу розпилюються та забруднюють повітря виробничих приміщень, негативно впливаючи на здоров'я обслуговуючого персоналу. Концентрація масляних аерозолів (масляного туману) більше 1 мг на 1 м³ повітря виробничих приміщень може призвести до інгаляційного ушкодження легенів. Крім того, у деяких галузях промисловості, наприклад, в електронній або медичній галузі, наявність масляних аерозолів в атмосфері виробничих приміщень погіршує якість виробленої продукції або взагалі робить неможливим здійснення технологічного процесу.

Радикальним засобом боротьби із таким забрудненням навколишнього середовища є застосування пневмопристроїв, які не потребують внесення

розпиленого масла в стиснене повітря, використання компресорів, які не потребують мастила, або забезпечення відповідного очищення повітря після компресора.

Закордонні фірми випускають обмежену номенклатуру пневмопристроїв, які працюють на стисненому повітрі, що не містить розпиленого масла. Ці пристрої, як правило, мають більш високу вартість або занижені технічні дані, або потребують збільшення експлуатаційних витрат. У вітчизняній промисловості ведеться розробка таких пристроїв. Тому залежно від вимог конкретного виробництва на практиці застосовують способи, що дозволяють тією чи іншою мірою зменшити винос забруднень під час вихлопу із пневмопристроїв у робочу зону.

Як і при зниженні шуму, лінії вихлопу пневмопристроїв можна об'єднати у колектор, а вихлопний патрубок вивести з робочої зони. Глушники, що застосовуються для зниження шуму, також забезпечують певний ступінь уловлювання масляних аерозолів, причому більш ефективними є глушники із синтетичними й керамічними втулками порівняно із втулками з порошкового матеріалу.

Деякі закордонні фірми випускають спеціальні пристрої – фільтри-глушники, що забезпечують високий рівень очищення повітря від забруднень і значне зниження рівня шуму. Наприклад, фільтри-глушники фірми Festo (Австрія) забезпечують ступінь уловлювання аерозолів не менше 99,99 % і зниження рівня звуку не менш ніж на 40 дБа, фірми Hochtberg (Австрія) відповідно 99,999 % і 40 дБа. Порівняно зі звичайними глушниками й фільтрами-вологівіддільниками фільтри-глушники мають складнішу конструкцію, вищу вартість і збільшені розміри, тому їх встановлюють на загальному вихлопному трубопроводі для всього пневмоприводу (пневмосистеми).

Вітчизняна промисловість не випускає фільтрів-глушників, але їх можна побудувати на базі фільтрів-вологівіддільників типу 3 (ДСТ 17437-81).

12.2.9. Організація технічного обслуговування пневмообладнання.

Організація обслуговування пневмообладнання є одним з вирішальних факторів підвищення надійності роботи пневмоприводів. Велику увагу приділяють цьому питанню закордонні фірми, адже часто виникають труднощі, обумовлені тим, що розвиток техніки й організації обслуговування не встигає за темпами вдосконалювання обладнання [41].

Останнім часом збільшується кількість підприємств, що впроваджують системи «тотального» обслуговування виробництва (СТОВ). Такі системи призначені не тільки для профілактичного обслуговування виробничого обладнання. Вони забезпечують обслуговування виробництва в цілому та дозволяють підвищити загальну ефективність виробничої діяльності підприємств. Зокрема, ефективність обладнання не може бути просто охарактеризована коефіцієнтом використання та надійності; для цього потрібен комплексний облік прибутків і витрат. Потрібно також підкреслити, що для забезпечення оптимального функціонування виробництва необхідне постійне збирання інформації, для відбиття в реальному часі динаміки обсягів виробництва і якості продукції (які залежать від стану обладнання), виникнення відмов, результатів профілактики й ін. Контролювати настільки великий обсяг інформації без використання ПК досить важко. Тому впровадження ПК у сферу обслуговування обладнання незмінно розширюється.

Приклад загальної структури системи комплексного контролю автоматів для збирання кольорових телевізорів з використанням ЕОМ фірми Токе Сібаура денкі (Японія) показаний на рис. 12.2 [41], а структура системи обслуговування пневмообладнання, застосовувана фірмою Санке сейкі сейсакудзе (Японія) при експлуатації універсальної складальної лінії, – на рис. 12.3.

Щоденні огляди. Фірма Санке сейкі сейсакудзе вважає раціональним такий регламент щоденних оглядів [45]. Щоденні огляди, які проводять на початку зміни, під час включення в роботу (5 хв) і наприкінці зміни, під час прибирання та чищення обладнання. Огляди проводять за спеціальною програмою, в якій зазначені зміст і методика проведення робіт, причому майже всі пункти зводяться до простого візуального контролю. Це обумовлено тим, що в міру збільшення автоматизованих об'єктів збільшується кількість місць, які вимагають огляду, а кількість операторів, навпаки, зменшується. Отже, виникає необхідність у визначенні зони, в якій можна ефективно виконувати ці роботи.

На підставі наведених міркувань вибирають такі пункти проведення щоденних оглядів.

1. Виявлення щоденних змін, які кидаються в очі, наприклад, контроль кількості конденсату у фільтрі-воловіддільнику, кількість масла у маслорозпилювачі та ін.

2. Виявлення чітко видимих ознак стану, таких як послідовність відпрацювання циклу, швидкість руху окремих штоків циліндрів, визначених за індикаторами або іншими контрольними приладами.

3. Виявлення ознак, які можуть бути помітні за характером роботи, наприклад, шуму вихлопу, ударів та ін.

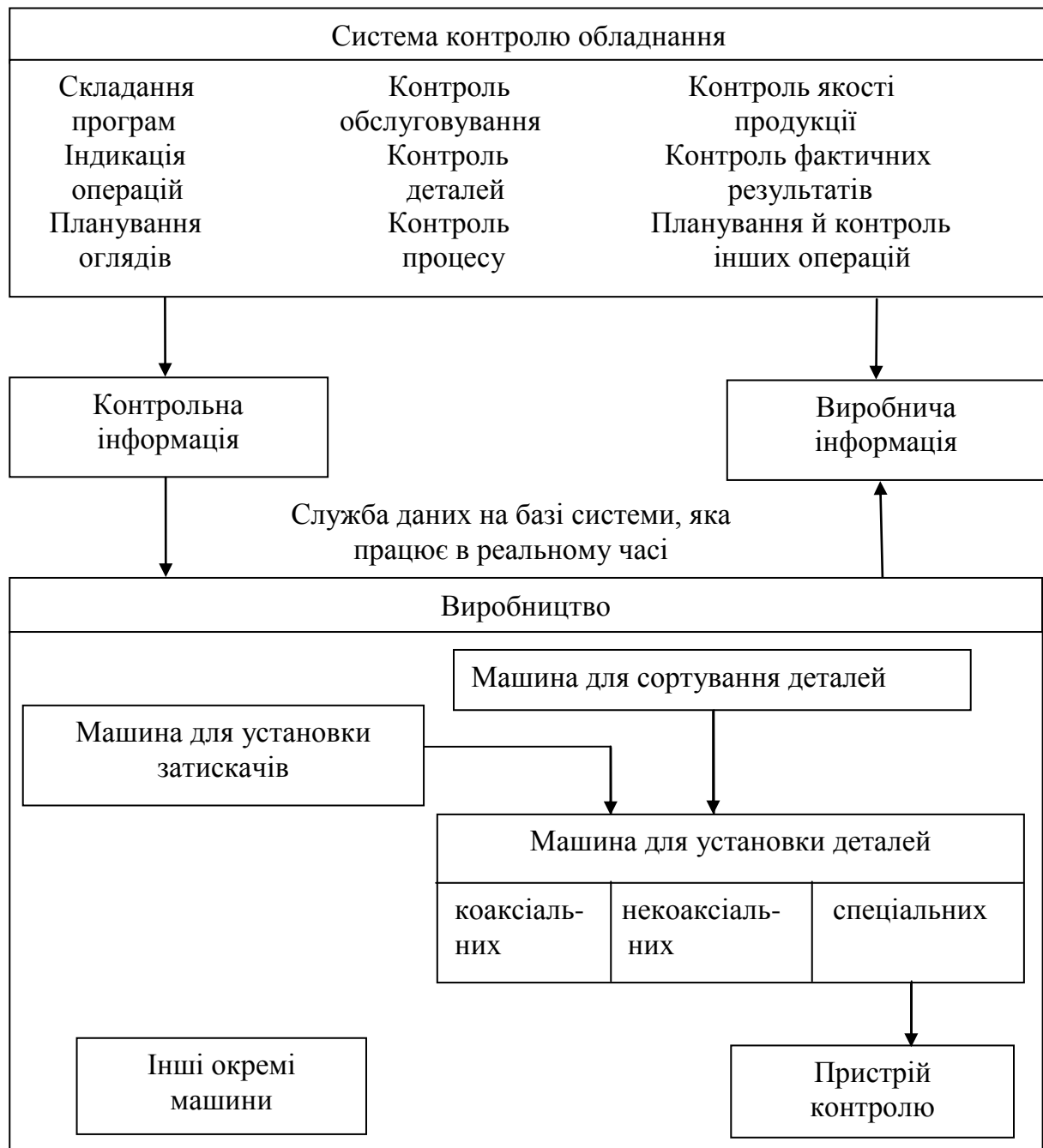


Рисунок 12.2 – Загальна структура системи комплексного контролю автоматів з використанням ПК

Результати щоденних оглядів фіксують у переліках оглядів, і відомості

про виявлені відхилення та заходи з їхнього усунення (якщо заходи були вжиті) доводять до відома відповідних служб. Ці дані використовують під час розроблення графіків періодичних оглядів, відомостей запасних частин та ін.

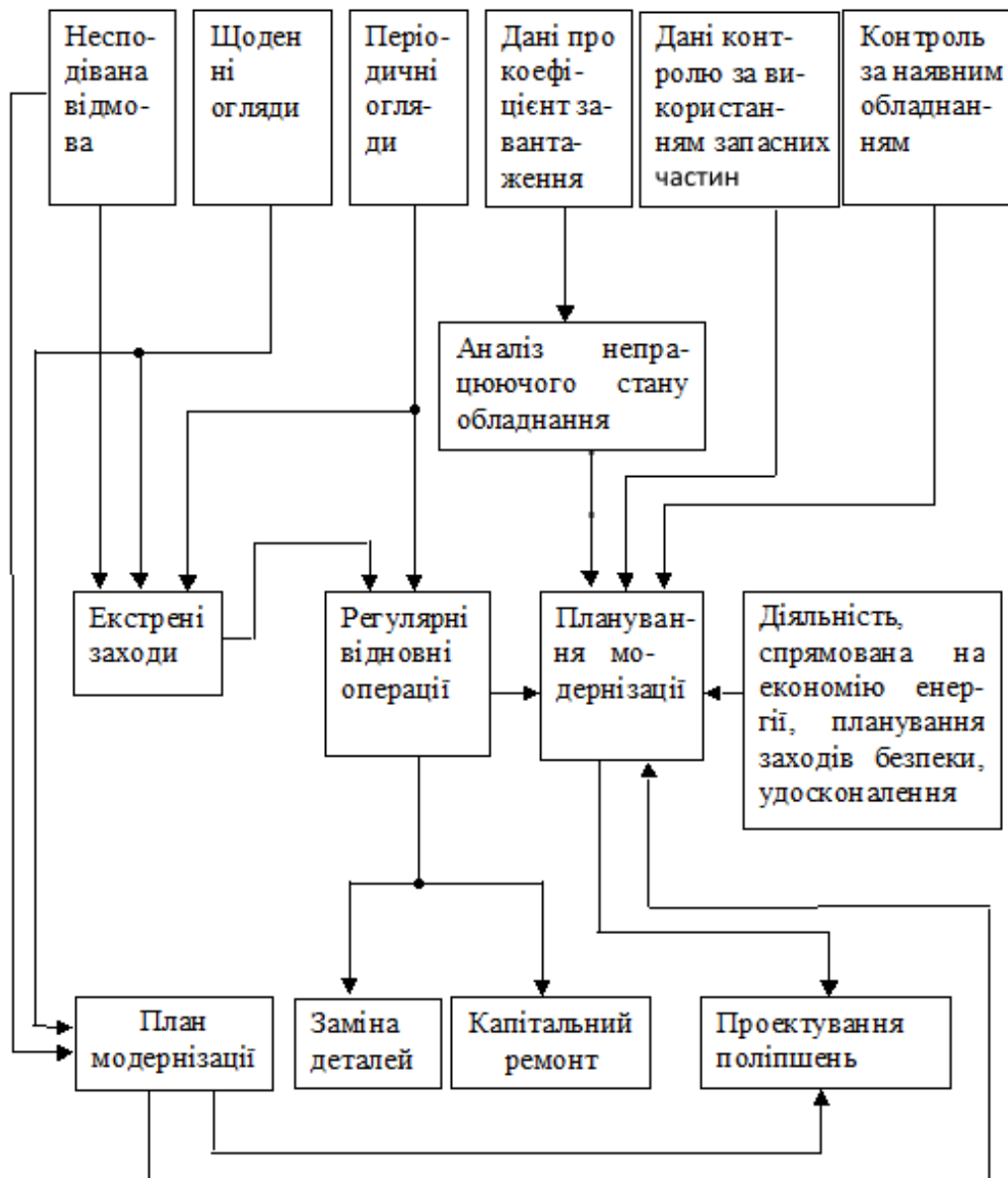


Рисунок 12.3 – Структура системи обслуговування пневмообладнання фірми Санке сейкі сейсакудзе

Періодичні огляди [41] можна розділяти на тримісячні і щорічні залежно від виду пристрою, характеру роботи окремих деталей та умов експлуатації.

Зразковий перелік операцій під час проведення періодичних оглядів такий.

1. Перевіряють функціонування пневмодвигунів та інших пристроїв.
2. Перевіряють витоки.

3. Перевіряють справність електропроводки до пневмопристроїв з електричним управлінням.

4. Контролюють ступінь забруднення фільтрів.

5. Перевіряють міцність нарізних з'єднань.

6. Виконують інші роботи відповідно до планів періодичних оглядів.

Відповідні служби на підставі інформації про результати щоденних та періодичних оглядів і даних про вимірювання коефіцієнта завантаження обладнання аналізують причини простоїв у роботі й планують заходи щодо їх зменшення.

12.3. Ремонт пневматичних пристроїв та приводів

Пневмопристрої високого тиску загальнопромислового застосування зазвичай мають невеликі розміри й невисоку вартість. Тому питання про доцільність проведення ремонту, особливо у випадку виробітку ресурсу, вирішують залежно від співвідношення вартості пневмопристрою та його ремонту, технологічних і організаційних можливостей даного підприємства, можливості оперативного придбання пневмопристроїв для заміни та ін.

Граничний стан більшості пневмопристроїв характеризується збільшенням витоків порівняно із установленим значенням для нового виробу, які не усуваються зміною еластичних ущільнень. Це означає, що розміри, геометрія, шорсткість і стан покриттів робочих поверхонь основних деталей не задовольняють вимогам, що до них ставляться. Відновлення таких деталей або виготовлення нових потрібної якості для деяких підприємств досить складно через відсутність необхідного технологічного устаткування, технічної документації та ін. Найпоширенішими типовими процесами при ремонті пневмопристроїв є заміна ущільнень та усунення забруднень із робочих поверхонь деталей.

Причинами порушення працездатності пневмопристроїв можуть бути: вихід з ладу деталей, спричинений прихованими дефектами матеріалу; непередбачені навантаження з боку об'єкта автоматизації; зношування деталей. Імовірні причини порушення працездатного стану пневмопристрою, якщо вони не є очевидними (наприклад, видимі ушкодження деталей), визначають зазвичай під час відшукування причини непрацездатності пневмоприводу, складовою частиною якого є цей пристрій.

Якщо причина порушення працездатності невідома, а також у випадку

надходження у ремонт пристроїв, знятих з об'єкта в результаті проведення примусового замінування пневмообладнання, їх перед розбиранням доцільно випробувати на відповідність основних параметрів вимогам технічної документації (наприклад, за схемами і методикою вхідного контролю). Результати випробувань використовують для полегшення визначення номенклатури деталей, що підлягають безумовній заміні або відновленню і дефектацію яких потрібно проводити в першу чергу.

У пристроях, що надійшли на ремонт після примусової заміни, навіть при позитивних результатах випробування доцільно замінити всі еластичні ущільнення.

При виготовленні деталей пневмопристроїв замість ушкоджених або зношених необхідно враховувати такі положення.

1. Деталі, які контактують зі стисненим повітрям, необхідно виготовляти з корозійностійких матеріалів або наносити на відповідні поверхні протикорозійні покриття.

2. Зовнішні поверхні деталей з корозійностійких матеріалів повинні бути захищені від корозії шляхом нанесення гальванічних, хімічних або лакофарбових покриттів. Нанесення лакофарбових покриттів на монтажні та стикові поверхні не допускається.

3. Ущільнювачі необхідно виготовляти з маслобензостійких матеріалів.

4. Захисні деталі, які ізолюють внутрішні порожнини пневмопристроїв від зовнішнього середовища (заглушки, пробки), потрібно виготовляти з матеріалів, що не вносять механічних забруднень у внутрішні порожнини.

5. Перед складанням пневмопристроїв необхідно промити та продути деталі стисненим повітрям, під час складання вжити заходи, які виключають потраплянням забруднень у внутрішні порожнини пневмопристроїв.

6. Під час складання ущільнювальних вузлів третьові поверхні з'єднаних деталей (крім пристроїв, які працюють без мастила) покрити мастилом, наприклад, ЦІАТІМ-221 (ДСТ 9433-80).

7. Для забезпечення якісного відновлення або виготовлення основних деталей під час ремонту бажано замовити креслення цих деталей на заводі-виробнику пневмопристроїв.

8. Після ремонту пневмопристрої циклічної дії потрібно обкатати. Тривалість обкатування – кілька сотень переключень. Обкатування потрібно робити при тиску 0,4...0,6 МПа, переважно в автоматичному режимі, для чого

необхідно мати спеціальний стенд.

9. Після обкатування пневмопристрої контролюють в обсязі прийомоздавальних випробувань відповідно до технічних умов на даний пневмопристрій. При відсутності зазначених даних випробування потрібно проводити в обсязі та за схемами, рекомендованими для вхідного контролю пневмопристроїв. Результати випробувань повинні відповідати технічним даним пневмопристроїв, наведеним в експлуатаційній документації.

12.3.1. Можливі несправності пневмопристроїв. Конструкції пневмопристроїв відрізняються великою різноманітністю навіть при однаковому функціональному призначенні, тому причина несправності та способи її прояву можуть бути однозначно встановлені тільки для певної конструкції пневмопристрою. У той же час можна виявити характерні несправності, можливі причини їх виникнення та способи усунення, властиві певним видам або типам пневмопристроїв. Ці дані для основної номенклатури пневмопристроїв наведені у додатку Ж.

У табл. Д.Ж.1 наведені несправності для пневморозподільників з електромагнітним і пневматичним управлінням. Пневморозподільники з електропневматичним управлінням являють собою сукупність пневморозподільників із пневматичним і електромагнітним управлінням, об'єднаних в одну конструкцію. Очевидно, що в пневморозподільниках з електропневматичним управлінням можуть виникнути несправності, характерні для розподільників як з електромагнітним, так і пневматичним управлінням.

У клапанних розподільниках для ущільнення рухливих деталей застосовують ущільнюючі пристрої типу сопло-заслінка для зміни напрямку потоку повітря (аналогічно розподільникам з електромагнітним управлінням), а також ущільнюючі вузли, які застосовуються в інших типах розподільників, наприклад, для механізмів управління. Відповідно й характерні несправності в цьому випадку аналогічні несправностям розподільників інших типів, наведених у табл. Д.Ж.1.

Слід зазначити одну особливість. Відомі конструкції клапанних розподільників, у яких існує так званий режим «короткого замикання», тобто при переміщенні в процесі переключення розподільного органа існує таке його положення, при якому між собою з'єднуються всі канали (живлення, вихідний та атмосферний). Цю обставину необхідно враховувати, тому що деяке уповільнення переключення, яке в інших типах розподільників викличе тільки

збільшення часу спрацьовування, у цьому випадку може призвести до відмови. Тому під час ремонту розподільника, що має режим «короткого замикання», особливу увагу потрібно приділяти стану й відновленню деталей і вузлів, які впливають на швидкість переключення розподільчого органу.

Розподільникам з ручним і механічним управлінням властиві несправності, характерні для розподільників з відповідним розподільчим органом, розглянуті у табл. Д.Ж.1, а також несправності ручного або механічного приводу, який передає вплив від оператора або рухливих частин машини на розподільчий орган розподільника. Для цих приводів характерні несправності, властиві звичайним механічним системам.

Запитання для самоконтролю

1. Які вимоги пред'являються до монтажу трубопроводів?
2. Як монтують пристрої очищення повітря та маслорозпилювачі?
3. Як монтують пневмоциліндри та пневмомотори?
4. Які вимоги пред'являються до монтажу пневмоапаратури?
5. Перелічіть причини забруднення стисненого повітря.
6. Чим пояснюється наявність води в стисненому повітрі?
7. Що називають точкою роси?
8. Що відбувається з маслом при високій температурі в підпоршневому просторі компресора?
9. Яку максимально припустиму концентрацію іржі й окалини можуть мати трубопроводи, що знаходяться у доброму стані?
10. Який забруднювач найчастіше утримується в стисненому повітрі?
11. Який порядок проведення обслуговування пристроїв очищення стисненого повітря?
12. Як вибирають спосіб регенерації фільтрувальних елементів і які способи їхнього відновлення?
13. Від чого залежить ефективна робота очисних пристроїв?
14. Яким чином повинен здійснюватися контроль стисненого повітря на відповідність класу забруднення за ДСТ 17433-80 (СТ СЄВ 1704-79)?
15. Що являє собою «закритий» спосіб контролю чистоти стисненого повітря та коли він застосовується?
16. Яким маслом потрібно заправляти маслорозпилювачі, якщо в експлуатаційній документації на пневматичні пристрої відсутня інформація про

мастила?

17. За якими нормами необхідно вибирати клас чистоти повітря?

18. Який порядок технічного обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів?

19. Назвіть два найпоширеніших способи очищення трубопроводів.

20. Які додаткові заходи необхідно вживати під час обслуговування еластичних пластмасових трубопроводів і шлангів?

21. Які ви знаєте методи випробувань на герметичність пневмопристроїв?

22. Який порядок проведення щоденних оглядів?

23. Яка послідовність операцій під час проведення періодичних оглядів?

24. Перелічіть причини шуму, який виникає під час роботи пневмоприводів, і способи боротьби з ним.

25. Яка концентрація масляних аерозолів небезпечна для здоров'я людини?

26. Назвіть засоби боротьби з наявністю масляних аерозолів в атмосфері під час роботи пневмоприводів.

27. Перелічіть основні причини порушення працездатності пневмопристроїв.

28. Як визначити причину порушення працездатності пневмопристроїв?

29. На що необхідно звернути увагу під час розроблення технології деталей пневмопристроїв замість ушкоджених або зношених?

30. Що таке режим «короткого замикання» та для яких конструкцій розподільників він властивий?

31. Які несправності властиві пневморозподільникам з електромагнітним управлінням? Причини їх виникнення та способи усунення.

32. Які несправності властиві пневморозподільникам із пневматичним управлінням, циліндричним золотником та еластичними ущільненнями? Причини їх виникнення та способи усунення.

33. Які несправності властиві пневморозподільникам із плоским золотником і пневматичним управлінням? Причини їх виникнення та способи усунення.

34. Які несправності властиві пневморозподільникам із циліндричним золотником і пневматичним управлінням? Причини їх виникнення та способи усунення.

35. Які несправності властиві редукційним пневмоклапанам? Причини їх

виникнення та способи усунення.

36. Які несправності властиві пневмоциліндрам без гальмування? Причини їх виникнення та способи усунення.

37. Які несправності властиві пневмоциліндрам із гальмуванням? Причини їх виникнення та способи усунення.

38. Які несправності властиві фільтрам-вологовіддільникам з ручним відведенням конденсату? Причини їх виникнення та способи усунення.

39. Які несправності властиві фільтрам-вологовіддільникам з автоматичним відведенням конденсату? Причини їх виникнення та способи усунення.

40. Які несправності властиві маслорозпилювачам? Причини їх виникнення та способи усунення.

ДОДАТКИ

Додаток А

Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення

У системі немає тиску. Можливі причини: низький рівень масла в баці; неправильний напрямок обертання вала насоса, насос не обертається (зрізана шпонка); неправильно відрегульований запобіжний клапан; масло, яке подає насос, вільно зливається в бак через розподільник або будь-який несправний вузол гідроприводу. Слід пам'ятати, що коли насос подає масло, то для утворення тиску повинен бути опір потоку рідини. Для усунення дефекту необхідно простежити за потоком масла в гідросистемі, навіть якщо для цього потрібно роз'єднати трубопроводи або заглушити окремі ділянки. Якщо весь потік масла зливається в бак через запобіжний клапан, то останній або неправильно відрегульований, або знаходиться в положенні розвантаження (можливе також протікання масла в лінії управління), або несправний (клапан). Якщо потоку масла через клапан немає або він дуже слабкий, то в цьому випадку в гідросистемі можливі з'єднання напірної і зливної ліній, а також можлива несправність насоса або його приводу. Щоб відшукати місця з'єднання ліній рекомендується відключити половину гідросистеми і таким чином виявити, в якій половині знаходиться дефектний вузол, а потім вести пошук далі тим же методом.

У системі недостатній тиск. Можливі причини: неправильне налаштування або несправність запобіжного клапана; відсутній опір руху виконавчого органу або надмірно велика швидкість, при якій практично все масло, яке подається насосом, надходить у гідродвигун і не залишається надлишку втрати, який потрібен для нормальної роботи запобіжного клапана; наявність забруднень в маслі, які не дають можливості запобіжному клапану щільно закриватися; забруднення фільтра; спрацювання насоса. Для усунення

несправності потрібно зменшити швидкість руху виконавчих механізмів, перевірити запобіжний клапан, профільтрувати масло в гідросистемі, замінити фільтроелемент. Спрацьований насос необхідно замінити новим.

Гідродвигун не працює. Можливі причини: несправність насоса; не перемикається гідророзподільник; блокування не дозволяє здійснити рух; недостатній робочий тиск у гідросистемі; підвищене тертя в напрямних через надмірне затягування клинів або непаралельність напрямних відносно осі циліндра; несправність гідродвигуна; забруднення дроселя, який регулює швидкість переміщення гідродвигуна. Для виявлення причини несправності необхідно відрегулювати зусилля затягування напрямних і, якщо можливо, перемістити виконавчий орган вручну та оцінити необхідне для цього зусилля, порівнюючи його із розрахованим зусиллям, яке розвиває гідродвигун. Після перевірки блокування перемкнути золотник гідророзподільника. Відмова гідророзподільника можлива через відсутність живлення або несправність електромагніта, кінцевого вимикача або реле, а також через вихід із ладу пружини (заклинювання золотника), низький рівень тиску управління, забруднення дроселя, який регулює час реверсу (для розподільника з гідравлічним та електрогідравлічним управлінням). Якщо рух не виникає внаслідок забруднення дроселя, що регулює швидкість гідродвигуна, необхідно дросель декілька разів повернути або розібрати і промити, а також використовувати заходи для очищення масла в гідросистемі. Несправний гідродвигун підлягає ремонту або заміні на новий.

Недостатня швидкість руху гідродвигуна. Можливі причини: невідповідність подачі насоса розрахованим витратам, які необхідні для забезпечення потрібної швидкості руху гідродвигуна; спрацювання насоса; недостатня частота обертання гідродвигуна приводу насоса; велике внутрішнє витікання у вузлах гідросистеми; неправильний вибір типорозміру регулятора потоку; коливання тиску в напірній лінії через несправність або забруднення запобіжного клапана; підвищена в'язкість масла (холодне масло); несправність або забруднення регулятора потоку; закупорка трубопроводу.

Нерівномірність руху або автоколювання робочого органу. Можливі причини: наявність повітря в маслі; низький рівень масла в баку; підвищене тертя в рухомих з'єднаннях (особливо при наявності характеристики тертя, яке зменшується); надмірно велике співвідношення величини ходу циліндра до діаметра; низька жорсткість трубопроводів і відсутність їх закріплення;

коливання запірно-регулюючих елементів клапанів; динамічна нестійкість замкнених систем автоматичного регулювання; недостатній протитиск у зливній лінії гідросистеми.

Підвищене нагрівання масла. Можливі причини: тиск масла у гідросистемі значно перевищує величину, необхідну для нормальної роботи; несправність системи охолодження (відсутність або недостатня подача води у водяний теплообмінник внаслідок того, що радіатор розташований біля стіни; немає потоку масла через радіатор); несправність пристроїв розвантаження; підвищений рівень внутрішнього витікання у вузлах гідроприводу; знижена в'язкість масла; забруднення фільтра; експлуатація гідроприводу в режимах, які непередбачені технічною документацією.

Підвищений шум насоса. Можливі причини: кавітація через забруднення всмоктувального фільтра, підвищену в'язкість масла, низьку робочу температуру або підвищену частоту обертання насоса; потрапляння повітря в гідросистему через низький рівень масла в баці, погане ущільнення всмоктувального трубопроводу або ущільнення вала насоса, наявність піни в баці через неправильну конструкцію зворотних трубопроводів (злив, дренаж); заїдання пластини або поршня насоса; недостатній тиск у всмоктувальній лінії несамовсмоктувальних насосів; спрацювання статора насоса; неспіввісність валів і привідного електродвигуна; спрацювання чи пошкодження підшипників насоса; відсутність звукопоглинаючих елементів між корпусом насоса і деталями гідросистеми, які мають велику звуковипромінюючу поверхню (наприклад, кришками співвісних установок).

Підвищення витоків по стикових поверхнях апаратів. Можливі причини: кільця для ущільнення або канавки під кільця не відповідають стандарту; недостатня рівність площі плити та стикової поверхні апарата; на різьбових отворах плити не зняті фаски і задири, які перешкоджають щільному приляганням стикових поверхонь; недостатня жорсткість плити чи кріпильних гвинтів, яка веде до розкриття стику під дією робочого тиску; надто слабе затягування кріпильних гвинтів (надмірно затягувати гвинти також непотрібно, оскільки це спричиняє деформацію корпусу і заклинювання запірно-регулюючого елемента гідроапарата).

Додаток Б
Значення квантилів нормального розподілення

$$\Phi(u_\gamma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{u_\gamma} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \gamma; \quad u_{1-\gamma} = -u_\gamma$$

γ	u_γ		γ	u_γ		γ	u_γ		γ	u_γ
0,50	0		0,66	0,412		0,82	0,915		0,970	1,881
0,51	0,025		0,67	0,440		0,83	0,954		0,975	1,960
0,52	0,050		0,68	0,468		0,84	0,994		0,980	2,054
0,53	0,075		0,69	0,496		0,85	1,036		0,990	2,326
0,54	0,100		0,70	0,524		0,86	1,080		0,991	2,366
0,55	0,126		0,71	0,553		0,87	1,126		0,992	2,409
0,56	0,151		0,72	0,583		0,88	1,175		0,993	2,457
0,57	0,176		0,73	0,613		0,89	1,227		0,994	2,512
0,58	0,202		0,74	0,643		0,90	1,282		0,995	2,576
0,59	0,228		0,75	0,674		0,91	1,341		0,996	2,652
0,60	0,253		0,76	0,706		0,92	1,405		0,997	2,748
0,61	0,279		0,77	0,739		0,925	1,440		0,9975	2,807
0,62	0,305		0,78	0,772		0,93	1,476		0,9980	2,878
0,63	0,332		0,79	0,806		0,94	1,555		0,9990	3,090
0,64	0,358		0,80	0,842		0,95	1,645		0,9995	3,291
0,65	0,385		0,81	0,878		0,96	1,751		0,9999	3,719

Додаток В
Інтенсивності відмов деяких гідравлічних агрегатів та елементів

Агрегат, елемент	Інтенсивність відмов $\lambda(t) \cdot 10^6$ 1/год		
	найменша	середня	найбільша
1	2	3	4
Насоси:	2,7	13,5	24,3
шестеренні	–	13	–
аксіально-поршневі, нерегульовані	–	9	–
аксіально-поршневі, регульовані	–	20	–
з механічним приводом	3,33	13,5	31,3
з електричним приводом	2,9	13,5	27,4
з гідравлічним приводом	6,4	14,0	49,0
з пневматичним приводом	6,9	14,7	47,0
вакуумні	1,9	9,0	16,1
Повітродувки	0,09	2,237	4,38
Гідравлічні циліндри	0,12	0,808	1,87
Пневматичні циліндри	0,002	0,004	0,10
Гідравлічні поршні	0,08	0,2	0,35
Гідромотори	1,45	4,3	7,15
Приводи постійної швидкості пневматичні	0,3	2,8	6,2
Електродвигуни:			
приводні	–	4,3	–
виконавчі	–	0,23	–
Клапани:			
шарові	2,0	5,1	8,0
дренажні	1,11	4,6	7,7
впускні	2,24	5,7	8,94
перепускні	1,33	3,4	5,33
контрольні	1,41	5,88	8,19
розвантажувальні	1,9	10,8	19,0
чотириходові	1,817	4,6	7,22
триходові	1,87	4,6	7,41
запобіжні	7,9	10,3	14,8
зворотні	3,27	5,7	14,1
резервуарні	2,7	6,88	10,8
стопорні	1,98	6,5	10,2
послідовної дії	2,1	4,6	8,1

Продовження додатка В

1	2	3	4
пілоти	2,89	6,9	9,76
перемикачі	0,26	0,5	1,62
поплавкові	5,6	8,0	11,2
тиску	0,112	5,6	32,5
важільні	1,08	4,6	7,4
регулятора	–	0,56	–
імпульсні	0,26	0,5	2,24
Електрогідравлічні клапани	–	1,5	–
Клапани регулювальні золотникові	–	7,0	–
Клапанні перемикачі	0,112	6,5	10,2
ручної дії	–	0,112	–
з моторним приводом	–	3,36	–
з пневматичним приводом	–	0,56	–
Плунжерні перемикачі	0,041	0,054	0,112
Сервоклапани	16,8	30,0	56,0
Регулятори:			
витрати чи тиску	0,7	2,14	5,54
пневматичні	0,77	2,4	6,21
Золотникові розподільчі пристрої	–	1,0	–
Золотник:			
силовий	–	5,0	–
вимірювальний	–	3,0	–
Дроселі	0,3	1,5	3,0
Електромеханічні перетворювачі	–	2,5	–
Датчики зворотного зв'язку:			
потенціометричний	–	3,0	–
індукційний	–	2,0	–
Датчики тиску, температури, рівня	–	3,5	–
Манометри	0,135	1,3	15,0
Тахометри	0,25	0,3	0,55
Вимикачі, перемикачі, тумблери	–		–
пневматичні		3,0	
Сопло	0,01	0,15	2,11
регульоване	0,045	0,55	3,71
Фільтри:			
гідравлічні	–	0,4	–
пневматичні	–	0,3	–

Продовження додатка В

1	2	3	4
Акумулятори гідропневматичні	–	0,2	–
Теплообмінники	2,21	15,0	18,6
Вентилятори	0,89	2,4	3,57
Баки	0,48	1,5	2,52
Резервуари (малі):			
для високого тиску	0,044	0,08	0,144
для нормального тиску	0,18	0,18	0,324
Трубопровід високого тиску	–	0,7	–
Шланги:	0,05	2,0	3,2
напірні	5,22	3,937	5,2
пневматичні	–	0,06	–
Фітинги	0,01	0,15	2,11
Розніми для швидкого з'єднання та роз'єднання	–	0,18	–
Мембрани:			
гумові	–	3,0	–
із гумового полотна	–	2,0	–
металеві	–	0,4	–
Діафрагми	0,1	0,6	0,9
Сильфони металеві	–	0,03	–
Вентиляційні канали	0,89	2,4	3,57
Пружини:	0,004	0,1125	0,221
калібровані	0,009	0,22	0,42
прості зворотні	0,001	0,012	0,022
З'єднання:			
шарнірні	0,80	2,4	4,0
гідравлічні	–	0,02	–
металічні	–	0,04	–
паяні	–	0,04	–
пневматичні	–	0,1	–
трубопроводів	–	0,03	–
Ущільнення:			
обертання	0,23	0,7	1,12
переміщення	0,11	0,3	0,92
Муфти:			
з'єднання валів	0,001	0,025	0,049
фрикційні	0,07	0,30	0,94

Закінчення додатка В

1	2	3	4
Прокладки:			
пробкові	0,003	0,004	0,077
змащені	0,05	0,137	0,225
Підшипники:			
голчаті роликові	0,02	0,5	1,0
ковзання	0,008	0,21	0,42
кульові легких серій	0,075	0,875	1,72
кульові важких серій	0,072	1,8	3,53
Передачі:			
гвинтові	0,002	0,05	0,098
зубчаті	0,0118	0,12	0,20
Клино-пасові приводи	0,142	3,878	15,0
Шестерні (пара):			
пристроїв	—	0,5	—
силові	—	2,0	—
Кулачки	0,001	0,002	0,004
Пилозахисні кожухи	0,002	0,006	0,01
Амортизатори	—	1,0	—

ДОДАТОК Д

Додаток Д.1

Значення функції нормального розподілення

Таблиця Д. 1 – Значення функції нормального розподілення

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0	5000	5400	5080	5120	5160	5199	5239	5279	5319	5359
0,1	0	5398	5438	5478	5517	5557	5596	5636	5675	5714	5753
0,2	0	5793	5832	5871	5910	5948	5987	6026	6064	6103	6141
0,3	0	6179	6217	6255	6293	6331	6368	6406	6443	6480	6517
0,4	0	6554	6591	6628	6664	6700	6736	6772	6808	6844	6879
0,5	0	6915	6950	6985	7019	7054	7088	7123	7157	7190	7224
0,6	0	7275	7291	7324	7357	7389	7422	7454	7486	7517	7549
0,7	0	7580	7611	7642	7673	7704	7734	7764	7794	7823	7852
0,8	0	7881	7910	7939	7967	7995	8023	8051	8078	8106	8133
0,9	0	8159	8186	8212	8238	8264	8289	8315	8340	8365	8389
1,0	0	8413	8438	8461	8485	8508	8531	8554	8577	8599	8621
1,1	0	8643	8665	8686	8708	8729	8749	8770	8790	8810	8830
1,2	0	8849	8869	8888	8907	8925	8944	8962	8980	8997	9015
1,3	0,9	0320	0490	0658	08424	0988	1249	1308	1466	1621	1774
1,4	0,9	1924	2073	2220	2364	2507	2647	2785	2922	3056	3189
1,5	0,9	3319	3448	3574	3699	3822	3943	4062	4179	4295	4408
1,6	0,9	4520	4630	4738	4845	4950	5053	5154	5254	5352	5449
1,7	0,9	5543	5637	5728	5818	5907	5994	6080	6164	6246	6327
1,8	0,9	6407	6485	6562	6637	6712	6784	6856	6926	6995	7062
1,9	0,9	7128	7193	7257	7320	7381	7441	7500	7558	7615	7670
2,0	0,9	7725	7778	7831	7882	7932	7982	8030	8077	8124	8169
2,1	0,9	8214	8257	8300	8341	8382	8422	8461	8500	8537	8574
2,2	0,9	8610	8645	8679	8713	8745	8778	8809	8840	8870	8899
2,3	0,9	8928	8956	8983	9010	9036	9061	9086	9111	9134	9158
2,4	0,9 ₂	1808	2024	2240	2451	2656	2857	3053	3244	3431	3613
2,5	0,9 ₂	3790	3963	4132	4297	4457	4614	4766	4915	5060	5201

Продовження таблиці Д. 1

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,6	$0,9_2$	5339	5473	5603	5731	5855	5975	6093	6207	6319	6427
2,7	$0,9_2$	6533	6636	6736	6833	6928	7020	7110	7197	7282	7365
2,8	$0,9_2$	7445	7523	7599	7673	7744	7814	7882	7948	8012	8074
2,9	$0,9_2$	8134	8183	8250	8305	8359	8411	8462	8511	8559	8605
3,0	$0,9_2$	8650	8694	8736	8777	8817	8856	8893	8930	8965	8999
3,1	$0,9_3$	0324	0646	0957	1260	1553	1836	2112	2378	2636	2886
3,2	$0,9_3$	3129	3363	3590	3810	4024	4230	4429	4623	4810	4991
3,3	$0,9_3$	5166	5335	5499	5658	5811	5959	6101	6242	6376	6505
3,4	$0,9_3$	6631	6752	6869	6982	7091	7197	7299	7398	7493	7585
3,5	$0,9_3$	7674	7760	7842	7922	7999	8074	8146	8215	8282	8347
3,6	$0,9_3$	8409	8469	8527	8583	8637	8689	8739	8787	8834	8879
3,7	$0,9_3$	8922	8964	9004	9043	9080	9116	9150	9184	9216	9247
3,8	$0,9_4$	2765	3052	3327	3593	3848	4094	4331	4558	4777	4988
3,9	$0,9_4$	5190	5385	5573	5753	5926	6092	6252	6406	6554	6696
4,0	$0,9_4$	6833	6964	7090	7211	7327	7439	7546	7649	7748	7843

Примітки. 1. Для від'ємного значення аргументу $-F(x) = 1 - F(x)$.
 2. Індекс при цифрі 9 означає її повторення, наприклад при $x = 3,95$ маємо $F(x) = 0,9_4$ і $6092 = 0,99\ 996\ 092$.

Додаток Д.2

Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах

1. При періодичному огляді повинні бути виконані такі роботи:

1.1 перевірка засмічування фільтрів і при необхідності промивка або заміна фільтроелементів;

1.2 підтяжка стиків та з'єднань у місці витікання робочої рідини і при необхідності заміна ущільнень;

1.3 перевірка правильності роботи гідроприводу за заданим циклом та здійснення органами гідрофікованої машини робочих переміщень відповідно до встановлених значень;

1.4 перевірка настройки гідроапаратури (при виявленні відхилень у роботі);

1.5 перевірка спінення та забрудненості робочої рідини;

1.6 усування несправностей, які спричиняють потрапляння повітря та води в робочу рідину;

1.7 усування несправностей, виявлених при експлуатації гідроприводу.

2. При поточному ремонті виконують роботи за п. 1, а також перевірку показників робочої рідини та при необхідності її заміну, очищення гідросистеми, очищення радіаторів теплообмінника від пилу, бруду, осмолення й накипу.

Заправляти гідросистему робочою рідиною краще закритим способом. Тип робочої рідини повинен задовольняти зазначеному в експлуатаційній документації мастилу, а клас чистоти (ГОСТ 17216-71) має бути не нижче класу, зазначеного в документації. Робоча рідина також повинна мати сертифікат відповідності.

3. При середньому ремонті повинні бути виконані роботи за п. 2, а також такі:

3.1 перевірка і при необхідності усування несправностей насосів та гідромоторів;

3.2 перевірка і при необхідності усування несправностей гідроциліндрів (заміна ущільнень, поршнів, усування овальності та конусності в корпусах гідроциліндрів);

3.3 розбирання та промивка гідроапаратів, перевірка стану золотникових пар, сідел клапанів, їх притирання (при необхідності), заміна гідроапаратів (при необхідності);

3.4 заміна труб, рукавів і з'єднань, які стали непридатними;

3.5 збирання та налагодження гідроприводу відповідно до гідросхем та паспортних даних.

4. При капітальному ремонті виконують роботи за п. 3, а також усі роботи, необхідні для відновлення ресурсу гідроприводу.

Насоси при капітальному ремонті, як правило, підлягають заміні.

4.1. Гідроприводи, які пройшли капітальний ремонт, повинні бути випробувані в обсязі, не меншому за приймально-здавальні випробування.

4.2 Повторне використання гумових ущільнень, знятих при ремонті, забороняється.

Додаток Ж

Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення

Таблиця Д.Ж.1 – Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
1. Пневморозподільники з електромагнітним управлінням		
1.1. Під час подачі напруги розподільник не спрацьовує	1.1.1. Напруга або рід струму не відповідає заданим значенням. 1.1.2. Ушкоджено обмотку в котушці. 1.1.3. Заклинило якір через забруднення, які потрапили у зазор між гільзою і якорем, або ушкоджена напрямна поверхня	Привести параметри струму відповідно до заданих значень. Замінити котушку (замінити розподільник). Розібрати розподільник, очистити деталі від забруднень, промити
1.2. Під час зняття напруги якір не повертається у вихідне положення	1.2.1. Див. п. 1.1.3. 1.2.2. Вийшла з ладу пружина	Те ж, що в п. 1.1.3. Замінити пружину
1.3. Приводний елемент ручного управління не повертається у вихідне положення	1.3.1. Див. п. 1.2.2. 1.3.2. Заклинило штовхач через попадання забруднень або ушкоджена напрямна поверхня	Те ж, що в п. 1.2.2. Розібрати механізм ручного управління, очистити деталі від забруднень, промити
1.4. Підвищення витоків в місцях нерухомих з'єднань деталей, у тому числі на стикових поверхнях	1.4.1. Ослаблення затягнення кріпильних елементів. 1.4.2. Ушкодження ущільнювача	Підтягти кріпильні елементи. Замінити ущільнювач

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
1.5. Розгерметизація ущільнювальних вузлів рухливих з'єднань (як правило, клапанного типу)	1.5.1. Засмічення або ушкодження ущільнення. 1.5.2. Ушкоджена або має дефекти ущільнювальна поверхня сопла	Зробити кілька переключень розподільника для продування. Розібрати розподільник, промити, при необхідності замінити ущільнення. Усунути дефекти механічною обробкою, замінити деталі або замінити розподільник
2. Пневморозподільники з пневматичним управлінням, циліндричним золотником та еластичними ущільненнями		
2.1. Під час подачі керуючого сигналу золотник не переміщається	2.1.1. Тиск управління нижче мінімального значення, встановленого в експлуатаційній документації. 2.1.2. Засмічення каналів управління. 2.1.3. Ушкодження ущільнення каналів управління або камери управління. 2.1.4. Заклинення золотника через потрапляння в ущільнювальний зазор забруднень, руйнування або видавлювання ущільнень у зазор	Привести тиск у відповідність з вимогами експлуатаційної документації. Прочистити канали управління. Замінити ущільнення. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
2.2. У розподільниках із пневматичним поверненням золотник не повертається у вихідне положення після зняття керуючого сигналу	2.2.1. Див. пп. 2.1.2–2.1.4. 2.2.2. Тиск живлення нижче мінімального значення, встановленого в експлуатаційній документації	Те ж, що в пп. 2.1.2–2.1.4. Привести тиск у відповідність з вимогами експлуатаційної документації
2.3. У розподільниках із пружинним поверненням золотник не повертається у вихідне положення після зняття керуючого сигналу	2.3.1. Див. п. 2.1.4. 2.3.2. Ушкоджено пружину	Див. п. 2.1.4. Замінити пружину
2.4. Див. п. 1.4	Див. п. 1.4	Див. п. 1.4
2.5. Перетікання повітря між каналами розподільника	2.5.1. Ушкоджено ущільнення (рухомі або нерухомі), що розділяють канали розподільника. 2.5.2. Забруднено поверхні деталей, що контактують із ущільненнями. 2.5.3. Ушкоджено поверхню золотника (ущільнення у корпусі), втулки або корпусу (ущільнення на золотнику)	Замінити ущільнення. Очистити й промити деталі. Відновити поверхню деталей, замінити деталі або розподільник

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
3. Пневморозподільники із плоским золотником і пневматичним управлінням		
3.1. Див. п. 2.1	3.1.1. Див. пп. 2.1.1–2.1.3. 3.1.2. Заклинювання поршня через потрапляння забруднень, руйнування або видавлювання ущільнень у зазор. 3.1.3. Заклинювання золотника через задири або інші ушкодження ущільнювальних поверхонь	Те ж, що в пп. 2.1.1–2.1.3. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення. Притерти робочі поверхні золотника та плити
3.2. Див. п. 2.2	3.2.1. Див. пп. 2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3. 3.2.2. Заклинювання допоміжного плунжера через потрапляння забруднень, руйнування або видавлювання ущільнення у зазор	Те ж, що в пп. 2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення
3.3. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4
3.4. Підвищені витоки повітря з-під золотника	3.4.1. Забруднення робочих поверхонь золотника та плити.	Очистити та промити робочі поверхні золотника та плити.

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
	3.4.2. Ушкодження або зношування робочих поверхонь золотника або плити. 3.4.3. Ушкодження пружного елемента, який підтискає золотник до плити	Притерти робочі поверхні золотника та плити. Замінити пружний елемент
4. Пневморозподільники із циліндричним притертим золотником і пневматичним управлінням		
4.1. Див. п. 2.1	4.1.1. Див. пп. 2.1.1, 2.1.2. 4.1.2. Ушкодження ущільнення керуючих каналів. 4.1.3. Заклинювання золотника через потрапляння в ущільнювальний зазор забруднень. 4.1.4. Ушкодження пристрою утримання золотника в крайніх положеннях у розподільниках із двостороннім управлінням	Те ж, що в пп. 2.1.1, 2.1.2. Замінити ущільнення. Очистити й промити прецизійні поверхні золотника та спряжених деталей. Відремонтувати механізм утримання золотника в крайніх положеннях
4.2. Див. п. 2.3	4.2.1. Див. пп. 2.3.2, 4.1.3	Те ж, що в пп. 2.3.2. і 4.1.3
4.3. Самовільне переключення розподільника із двостороннім керуванням	Див. п. 4.1.4	Те ж, що в п. 4.1.4
4.4. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
4.5. Підвищення витоку через з'єднання, які ущільнюються малим зазором	Ушкодження або перевищення допустимих значень зношування притертих поверхонь	Замінити розподільник (притерта пара зазвичай ремонту не підлягає)
5. Редуційні пневмоклапани		
5.1. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4
5.2. Тиск на виході не підвищується при зростанні управляючого впливу	<p>5.2.1. Див. п. 2.2.2.</p> <p>5.2.2. Ушкодження настроєної пружини.</p> <p>5.2.3. Ушкоджено мембрану.</p> <p>5.2.4. Розгерметизовано місця закладання мембрани.</p> <p>5.2.5. Розгерметизовано клапан скидання в атмосферу.</p> <p>5.2.6. Заклинило головний клапан.</p> <p>5.2.7. Пружина головного клапана обмежує його переміщення.</p> <p>5.2.8. Ушкоджено ущільнення, яке розділяє камери живлення й вихідного тиску в пристрої розвантаження головного клапана</p>	<p>Те ж, що в п. 2.2.2.</p> <p>Замінити пружину.</p> <p>Замінити мембрану.</p> <p>Очистити поверхні в місцях закладання мембрани, підтягти кріпильні елементи, замінити ущільнювачі (за їх наявності).</p> <p>Очистити поверхні сидла й заслінки клапана, при необхідності замінити ущільнення</p> <p>Очистити (відновити) напрямні поверхні клапанного вузла.</p> <p>Замінити пружину.</p> <p>Замінити ущільнення</p>

Закінчення табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
5.3. Тиск на виході не знижується при зростанні управляючого впливу	5.3.1. Див. п. 5.2.6. 5.3.2. Забруднено поверхні сідла та головного клапана. 5.3.3. Ушкоджено ущільнення головного клапана. 5.3.4. Забито отвір у клапані скидання в атмосферу	Те ж, що в п. 5.2.6. Очистити поверхні сідла та клапана. Замінити ущільнення. Прочистити й промити клапан скидання, при необхідності прочистити отвір скидання повітря в корпусі
5.4. Підвищення тиску на виході при відсутності витрати	Див. пп. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4	Див. пп. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4
5.5. Збільшення (зменшення) тиску понад зазначене у технічній документації значення при зменшенні (збільшенні) витрати	Забито канал, що з'єднує камеру вихідного тиску з камерою розвантаження головного клапана	Прочистити канал

Таблиця Д.Ж.2 – Характерні несправності пневмодвигунів і методи їхнього усунення

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
1. Пневмоциліндри без гальмування		
1.1. Підвищені зовнішні витоки в місцях нерухомих з'єднань деталей	1.1.1. Ослаблення затягнення кріпильних елементів.	Підтягти кріпильні елементи.
	1.1.2. Ушкодження ущільнювачів	Замінити ущільнювачі
1.2. Підвищені витоки по штоку	1.2.1. Ушкоджено ущільнення штока.	Замінити ущільнення.
	1.2.2. Забруднено поверхні штока або місця під ущільнення.	Очистити й промити поверхні штока та місця під ущільнення, замінити грязезбірник.
	1.2.3. Ушкоджена або зношена поверхня штока.	Відновити поверхню штока, наприклад, шляхом нанесення покриттів і наступної обробки; замінити шток; замінити циліндр.
	1.2.4. Зношена пряма втулка	Замінити втулку
1.3. Підвищене перетікання повітря між порожнинами пневмоциліндра	1.3.1. Забруднення внутрішніх поверхонь гільзи або канавок під ущільнення на поршні.	Очистити та промити поверхні деталей.
	1.3.2. Ушкоджено ущільнення між поршнем і гільзою або між поршнем і штоком	Замінити ущільнення

Продовження табл. Д.Ж.2

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
	1.3.3. Ушкоджена або зношена внутрішня поверхня гільзи. 1.3.4. Зношена напрямна поверхня поршня	Відновити внутрішню поверхню гільзи або замінити циліндр. Відновити напрямну поверхню поршня або замінити поршень
1.4. Рух поршня відбувається ривками, зниження зусилля, швидкості при дотриманні правил, зазначених в експлуатаційній документації	1.4.1. Забруднення поверхні гільзи й штока. 1.4.2. Деформація гільзи або штока. 1.4.3. Ушкодження ущільнень рухомих з'єднань, потрапляння їхніх ділянок в ущільнювальний зазор. 1.4.4. Збільшення сили тертя через перекося під час складання або надмірного зношування деталей	Очистити та промити гільзу й шток, замінити грязезбірник. Замінити деталі або циліндр. Замінити ущільнення. Перебрати циліндр, при необхідності замінити зношені деталі
2. Пневмоциліндри з гальмуванням		
2.1. Див. пп. 1.1–1.4	Те ж, що в пп. 1.1–1.4	Те ж, що в пп. 1.1–1.4
2.2. Відсутність або слабкий прояв ефекту гальмування	2.2.1. Невідрегульований дросель. 2.2.2. Ушкоджено ущільнення на гальмовому пристрої, між штоком і поршнем, між поршнем і гільзою, на дроселі, між гільзою та кришкою.	Відрегулювати дросель. Замінити ущільнення.

Закінчення табл. Д.Ж.2

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
	2.2.3. Дросель не перекриває прохідного перерізу: через ушкодження з'єднаних поверхонь дроселюючого елемента; через потрапляння забруднень	Відновити спряжені поверхні деталей. Промити спряжені поверхні

Таблиця Д.Ж.3 – Характерні несправності пристроїв підготовки стисненого повітря

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
1. Фільтри-вологівіддільники з ручним відведенням конденсату		
1.1. Підвищені зовнішні витоки в місцях нерухомих з'єднань деталей	1.1.1. Ослаблення затягування кріпильних елементів. 1.1.2. Ушкодження ущільнювачів	Підтягти кріпильні елементи. Замінити ущільнювачі
1.2. Збільшення втрати тиску порівняно із зазначеним у технічній характеристиці	1.2.1. Засмічення фільтрувального елемента	Прочистити фільтрувальний елемент відповідно до рекомендацій, наведених в експлуатаційній документації
1.3. Порушення герметичності дренажного клапана	1.3.1. Забруднення поверхонь деталей клапанного вузла. 1.3.2. Ушкодження поверхонь клапанного вузла	Очистити поверхні деталей. Відновити поверхні або замінити відповідні деталі

Продовження табл. Д.Ж.3

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
1.4. Погіршення степеня очищення стисненого повітря	<p>1.4.1. Ушкодження фільтрувального елемента.</p> <p>1.4.2. Повітря проходить крізь фільтр, минаючи фільтрувальний елемент: ослаблене кріплення фільтрувального елемента; ушкоджене ущільнення фільтрувального елемента; ушкоджені ущільнювальні поверхні.</p> <p>1.4.3. Ушкоджено крильчатку або заслінку.</p> <p>1.4.4. Розмір заслінки не відповідає даному типу фільтра</p>	<p>Замінити фільтрувальний елемент.</p> <p>Закріпити фільтрувальний елемент.</p> <p>Замінити ущільнення.</p> <p>Відновити ущільнювальні поверхні або замінити відповідні деталі.</p> <p>Відновити або замінити крильчатку або заслінку.</p> <p>Замінити заслінку</p>
2. Фільтри-вологівіддільники з автоматичним відведенням конденсату		
2.1. Див. пп. 1.1, 1.2, 1.4	Те ж, що в пп. 1.1,1.2,1.4	Те ж, що в пп. 1.1,1.2,1.4
2.2. Конденсатовідвідник не спрацьовує (не відкривається дренажний клапан)	<p>2.2.1. Засмічення отвору в запірному клапані.</p> <p>2.2.2. Руйнування поплавка.</p>	<p>Прочистити отвір у запірному клапані.</p> <p>Замінити поплавок.</p>

Продовження табл. Д.Ж.3

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
	<p>2.2.3. Залипання поплавка на напрямній поверхні стержня.</p> <p>2.2.4. Заклинювання приводу (поршня) дренажного клапана внаслідок забруднення напрямних поверхонь поршня й гільзи; ушкодження й попадання в зазор ущільнення</p>	<p>Промити напрямні поверхні поплавка й стержня.</p> <p>Очистити напрямні поверхні.</p> <p>Замінити ущільнення</p>
<p>2.3. Після випуску конденсату дренажний отвір не герметизується</p>	<p>2.3.1. Див. пп. 2.2.3, 2.2.4.</p> <p>2.3.2. Забруднено або ушкоджено ущільнювальні поверхні запірного клапана.</p> <p>2.3.3. Забито дросельний отвір у дренажному клапані.</p> <p>2.3.4. Забруднено або ушкоджено ущільнювальні поверхні дренажного клапана.</p>	<p>Див. пп. 2.2.3, 2.2.4.</p> <p>Очистити ущільнювальні поверхні запірного клапана, при необхідності відновити їх, замінити ущільнювальний елемент.</p> <p>Прочистити дросельний отвір у дренажному клапані.</p> <p>Очистити ущільнювальні поверхні дренажного клапана, при необхідності відновити їх, замінити ущільнювальний елемент.</p>

Закінчення табл. Д.Ж.3

Зовнішній прояв несправності	Імовірна причина	Спосіб усунення
	2.3.5. Ушкоджено ущільнення в приводі дренажного клапана. Забруднено поверхні, що прилягають до ущільнення	Замінити ущільнення. Очистити поверхні, що прилягають до ущільнення
3. Маслорозпилювачі		
3.1. Див. п. 1.1	Те ж, що в п. 1.1	Те ж, що в п. 1.1
3.2. При збільшенні дроселювання регульованого дроселя подача масла не збільшується	3.2.1. Ушкоджено ущільнення між порожниною вхідного каналу й підковпачковою камерою, забруднено ущільнювальні поверхні. 3.2.2. Засмічено ежекторне сопло. 3.2.3. Залипання зворотного клапана в клапані подачі масла	Замінити ущільнення, очистити ущільнювальні поверхні. Прочистити сопло. Промити деталі зворотного клапана
3.3. При зменшенні ступеня дроселювання регулюючого дроселя подача масла не зменшується	3.3.1. Засмічено вхідний клапан регулюючого дроселя. 3.3.2. Ушкоджено ущільнення регулюючого дроселя або забруднено ущільнювальні поверхні. 3.3.3. Ушкоджено ущільнення прозорого ковпачка.	Прочистити вхідний канал регулювального дроселя. Замінити ущільнення, очистити ущільнювальні поверхні. Замінити ущільнення

Додаток К

Приклад інструкції з монтажу і технічного обслуговування пневматичних приводів та пристроїв

Монтаж, технічне обслуговування (ТО), технічне діагностування та ремонт пневматичних приводів та пристроїв треба проводити відповідно до їх експлуатаційної, ремонтної документації та документації на машину, на якій вони встановлені, що розробляється відповідно до вимог ДСТ 2.601-68 і ДСТ 2.602-68.

Загальні вимоги безпеки до монтажу й експлуатації пневматичних приводів та пристроїв здійснюються за ДСТ 12.2.086-83, а заходи щодо захисту працюючого персоналу від можливого впливу небезпечних і шкідливих факторів – за ДСТ 12.0.003-74.

Чистота повітря у пневматичній системі повинна відповідати зазначеній в експлуатаційній документації, при цьому клас чистоти повинен бути не більше зазначеного в експлуатаційній документації.

1. Монтаж і пробний пуск

1.1. Транспортування агрегатів і вузлів пневматичного приводу до місця монтажу, на ремонт і з ремонту потрібно здійснювати в спеціальній тарі або упаковці, яка виключає ушкодження або забруднення цих агрегатів і вузлів.

1.2. Оснащення приміщень, робочих місць і технологія розконсервації та монтажу повинні виключати потрапляння в пневматичну систему стружки й бруду.

1.3. Технологічні заглушки, прокладки та подібні деталі, які захищають внутрішні порожнини пневматичних пристроїв від забруднення, після розконсервації повинні бути встановлені на свої місця, і остаточно видаляти їх треба безпосередньо перед монтажем.

1.4. Не допускається монтаж пневматичних пристроїв із механічними ушкодженнями зовнішніх і ущільнених поверхонь із забоїнами на стикових поверхнях, а також з дефектами приєднувальної різьби та тріщинами на трубопроводах і зварених швах.

1.5. Трубопроводи для монтажу пневматичного приводу повинні бути очищені від окалини, іржі та бруду.

1.6. Монтаж гнучких рукавів повинен виключати скручування рукавів і їхні перегини радіусом менше допустимого, а також стирання зовнішнього шару в процесі експлуатації.

1.7. Ущільнювачі перед монтажем необхідно очистити від забруднень і змастити мастильним матеріалом, інертним до матеріалу ущільнювача.

1.8. Якщо ущільнювачі зберігалися при від'ємних температурах, перед монтажем їх потрібно витримати протягом доби при температурі $(20 \pm 5) ^\circ\text{C}$ або протягом години при температурі $50 ^\circ\text{C}$.

1.9. Ущільнювачі повинні бути встановлені без перекосів, скручування та механічних ушкоджень.

1.10. Під час монтажу пневматичного приводу необхідно застосовувати тільки штатний інструмент.

1.11. Перед пробним пуском після монтажу необхідно провести такі роботи:

- 1) перевірити за схемою правильність з'єднання трубопроводів;
- 2) перевірити затягнення з'єднань трубопроводів, а також затягнення кріплення до стикових поверхонь пневматичних пристроїв;
- 3) перевірити кріплення компресора, пневматичних двигунів й інших пневматичних пристроїв;
- 4) повністю послабити регульовальні пружини запобіжних пневматичних клапанів (за винятком випадків, коли запобіжні пневматичні клапани відрегульовані й опломбовані або замкнені замком на заводі-виготовлювачі);
- 5) перевірити правильність підключення заземлення;
- 6) короткочасним включенням перевірити правильність напрямку обертання електродвигунів компресорів (у випадку приводу компресорів від електродвигунів);

1.12. Після проведення робіт відповідно до п. 1.11 виконують пусконаладжувальні роботи, обсяг і послідовність яких визначаються конструкцією й призначенням пневматичного приводу і зазначені в експлуатаційній документації.

1.13. Настроювання максимального тиску пневматичного приводу здійснюють запобіжними клапанами. Значення тиску, який підтримується у системі, повинно бути зазначено в експлуатаційній документації.

1.14. Після закінчення налагодження пневматичного приводу в налагоджувальному режимі (якщо такий режим передбачений) його роботу перевіряють у робочому режимі. При цьому перевіряють спрацьовування пневматичних апаратів із дорожнім (електричним і механічним) управлінням від рухливих частин машин і управлінням за показниками тиску блокувальних пристроїв, перевіряють і регулюють час кожного переходу та час циклу. Після

закінчення регулювання треба законтрити й опломбувати або замкнути замком органи управління, зазначені в експлуатаційній документації.

1.15. Пневматичний привід приймають в експлуатацію в складі машини на підставі аналізу результатів пробного пуску, забезпеченості його безпечної експлуатації та комплектності.

2. Технічне обслуговування

2.1. Нові та пневматичні агрегати, які пройшли капітальний ремонт, перед експлуатацією повинні бути обкатані відповідно до експлуатаційної або ремонтної документації на ці машини.

2.2. Для пневматичних агрегатів установлюються такі види ТО:

- 1) щозмінне ТО (ЩТО);
- 2) періодичний огляд;
- 3) ТО за потребою.

2.3. У загальному випадку під час ЩТО потрібно перевіряти:

- 1) робочий тиск (при наявності манометрів у пневматичному агрегаті);
- 2) тиск у ресивері (при наявності манометра);
- 3) відсутність витоків повітря;
- 4) стан (відсутність ушкоджень) манометрів і вакуумметрів;
- 5) шум і вібрацію (на слух і візуально);
- 6) забруднення фільтрів (при наявності індикатора забруднення);
- 7) відсутність мимовільного опускання механізмів пневматичних агрегатів, які переміщаються у вертикальній площині.

2.4. Заміну фільтроелемента необхідно проводити під час досягнення граничного значення перепаду тиску на фільтрі або в строки, установлені в експлуатаційній документації. Перепад тиску визначають положенням індикатора забруднення фільтра або відповідними показаннями манометрів або вакуумметрів.

Одночасно із заміною фільтроелемента проводять видалення осаду з корпусу фільтра.

2.5. Діагностування пневматичного агрегату виконують відповідно до вказівок з діагностування, наведених в його експлуатаційній документації.

При відсутності цих вказівок в експлуатаційній документації та під час розроблення їх підприємством, яке експлуатує пневматичний агрегат, рекомендується дотримуватися правил, викладених нижче.

Орієнтовний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах.

2.5.1. При періодичному огляді повинні бути виконані такі роботи:

- 1) перевірка засміченості фільтрів і при необхідності промивання або заміна фільтроелементів;
- 2) підтяжка стиків і з'єднань у місцях витоку повітря й при необхідності заміна ущільнювачів;
- 3) перевірка правильності роботи пневматичного агрегату за заданим циклом і здійснення його виконавчими механізмами робочих переміщень установлених значень;
- 4) перевірка налаштування пневматичної апаратури (при виявленні відхилень у роботі);
- 5) усунення несправностей, що викликають потрапляння забруднень і води у пневматичну систему;
- 6) усунення несправностей, виявлених під час експлуатації пневматичного агрегату.

2.5.2. При поточному ремонті виконують роботи згідно з п. 2.5.1, а також при необхідності очищення пневматичної системи та радіаторів теплообмінників від пилу й бруду.

При середньому ремонті повинні бути виконані роботи згідно з п. 2.5.1, а також такі роботи:

- 1) перевірка й при необхідності усунення несправностей компресорів і пневматичних двигунів;
- 2) перевірка й при необхідності усунення несправностей пневматичних циліндрів (замінювання ущільнювачів, поршнів, усунення овальності й конусності в корпусах пневматичних циліндрів);
- 3) розбирання і промивання пневматичних апаратів, перевірка стану золотникових пар, сідел клапанів, їхнє притирання (при необхідності), при потребі проводять заміну пневматичних апаратів;
- 4) замінювання труб, які стали непридатними, рукавів і з'єднань;
- 5) складання та налагодження пневматичного агрегату відповідно до пневматичної схеми і паспортних даних.

2.5.3. При капітальному ремонті виконують роботи згідно з п. 2.5.2, а також усі роботи, необхідні для відновлення ресурсу пневматичного агрегату. Компресори при капітальному ремонті, як правило, підлягають заміні.

2.5.4. Пневматичні пристрої, які пройшли ремонт, повинні бути випробувані в обсязі не менше приймально-здавальних випробувань.

2.5.5. Повторне використання гумових ущільнювачів, знятих під час ремонту, не допускається.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідроприводу і гідропневмоавтоматики : навч. посіб. / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, І.І. Мороз ; під ред. Г.А. Авруніна. – Харків : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
2. Аврунин Г.А. Измерительно-диагностическое оборудование фирмы PARKER для объемных гидроприводов / Г.А. Аврунин, И.И. Мороз, А.Я. Барский, О.И. Бойко // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – № 3 (45). – С. 75–84.
3. Андренко П.М. Розвиток наукових основ проектування апаратів з гідравлічною осциляцією для систем гідроприводів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.02.02 «Машинознавство» / П.М. Андренко. – Київ, 2009. – 35 с.
4. Андренко П.М. Поліпшення енергетичних характеристик об'ємних гідроагрегатів / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – Чернігів : ЧДТУ, 2011. – № 2 (49). – С. 98–101.
5. Андренко П.М. Підвищення енергоефективності електрогідравлічного мехатронного модуля руху / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, А.Ю. Лебедев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХП», 2016. – № 20 (1192). – С. 72–76.
6. Андренко П.Н. Направление развития объемного гидропривода / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВНАУ, 2016. – № 2 (41). – С. 3–12.
7. Андренко П.М. Гідравлічні пасивні гасителі пульсацій тиску : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко. – Харків : Видавництво ФОП Панов А.М., 2016. – 147 с.
8. Андренко П.М. Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, М.С. Свинаренко. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХП», 2016. – 172 с.
9. Андренко П.М. Лабіринтно-гвинтові насоси : монографія / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев. – Харків : Видавництво ФОП Панов А.М., 2017. – 156 с.
10. Ащеулов А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов // Гидравлика. Пневматика. Приводы. – 2010. – № 1 (3). – С. 8–9.
11. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди ; пер. с англ. – М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.

12. Башта Т.М. Гидравлический привод летательных аппаратов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 495 с.
13. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М. : Машиностроение, 1978. – 240 с.
14. Богдан Н.В. Техническая диагностика гидросистем / Н.В. Богдан, М.И. Жилевич, Л.Г. Красневский. – Минск : Белавтотракторостроение, 2000. – 120 с.
15. Бондар В.А. Новые решения в гидроприводе тракторов / В.А. Бондар // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВДАУ, 2003. – № 2. – С. 81–84.
16. Волков А.И. Надежность летательных аппаратов / А.И. Волков, А.М. Шишкевич и др. – М. : Высшая школа, 1975. – 296 с.
17. Галухин Н.А. Новые энергосберегающие решения в электрогидравлическом Flow sharing гидроприводе / Н.А. Галухин // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВНАУ. – 2015. – № 3 (49). – С. 59–67.
18. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
19. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. (Отраслевой стандарт). – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
20. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений. РТМ2 А50-1–82. – М. : НИИмаш, 1982. – 112 с.
21. ДСТУ 3455.1 – 96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч.1. Загальні поняття, терміни та визначення. – Введ. 01.01.1998.
22. Колисниченко К.А. Резонансные явления в системах с высокооборотными насосами / К.А. Колисниченко, В.А. Коротков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 115–123.
23. Колот О.В. Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.02.03 «Системи приводів» / О.В. Колот. – Харків, 2005. – 31 с.
24. Лур'є З.Я. Інтегральна методика теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко та ін. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 3–14.

25. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 «Економіка підприємств» денної та заочної форм навчання / Уклад. А.І. Яковлев. – Харків : НТУ «ХП», 2007. – 28 с.

26. Методические указания. Техническая диагностика. Правила и критерии определения периодичности диагностирования технических систем. РД 50-565-85. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 28 с.

27. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1968. – 628 с.

28. Объемные гидромашины. Методы заводской обкатки, диагностирование технического состояния. Методические рекомендации ВНИИГидропривод. – М. : ВНИИТРЭМР, 1990. – 80 с.

29. ООО «ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА». Прайслист [Электронный ресурс]. – Режим доступа : kharkov@tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru

30. Подураев Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатроника. – М. : Машиностроение. – 2000. – № 1. – С. 5–10.

31. Попов Е.П. Динамика систем автоматического регулирования / Е.П. Попов. – М. : Гос. узд-во техн.-теорет. лит., 1954. – 798 с.

32. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : метод. рекомендации. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.

33. Рабочие жидкости систем гидропривода : учеб. пособ. / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – Киев : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.

34. Рикуніч Ю.М. Визначення параметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ. – 2011 – № 4 (34). – С. – 50–54.

35. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

36. Свешников В.К. Новейшие гидроприводы стационарных машин. / В.К. Свешников // Гидравлика & Пневматика. – 2005. – № 20. – С. 3–11 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http:// www.hap.ru](http://www.hap.ru)

37. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей : ГОСТ 4.37-90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. – Введ. 09.06.1990.

38. Соловьева Т.Н. Диагностика электрических и механических систем по частотным характеристикам / Т.Н. Соловьева // Материалы докладов XI конф. молодых ученых «Навигация и управление движением». СПб, ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 10–12 марта 2009 г. – СПб., 2009. – С. 224–230.
39. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.
40. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1990. – 248 с.
41. Такэда С. Обслуживание систем пневматической аппаратуры / С. Такэда. – Юкуацуку сэккей, 1983. – Т. 21. – № 7. – С. 56–71.
42. Твердохлеб И. Современный подход к энергоэффективности насосного оборудования / И. Твердохлеб, А. Костюк, С. Соколов // Насосы и оборудование. 4-5/2014. С. 20–21 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.allpumps.kiev.ua
43. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.
44. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко ; під ред. проф. П.М. Андренка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.
45. Эксплуатация пневмоприводов гибких производственных систем, роботов и других машин. Методические рекомендации. – М. : ВНИИТЭМР, 1987. – 36 с.
46. Яковлев А.И. Надійність занурювальних асинхронних електро-двигунів та їхня економічна ефективність / А.И. Яковлев, Ю.М. Стеценко, Ю.Ю. Стеценко. – Харків : Бурун Книга. – 2007. – 96 с.
47. Яковлев А.И. Соціально-економічна ефективність за умов ринку : навч. посіб. / А.И. Яковлев. – Київ : ІСДО, 1994. – 228 с.
48. Andrenko P. Some aspects of designing hydraulic valves with dither linearization / P. Andrenko // *Hydraulika a Pneumatika*. – 2003. – № 4. – P. 5–7.
49. Draft EUROPEAN STANDART prEN 16480 Pumps – Minimum required efficiency of rotodynamic water.
50. Fluid Control Unit FCU HYDAC International GmbH : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.hidramatic.com
51. Kollek W. Wplyw parametrow eksploatacyjnych pomp zebatych na wspolczynnik wypromieniowania gzwieku / W. Kollek // II Konferencja pneumatyczne I hydrauliczne elementy automatyki przemyslowej, 1981. – Warszawa, 1981. – P. 473–478.

Навчальне видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович
ЛЕБЕДЄВ Антон Юрійович
ДМИТРІЄНКО Ольга Вячеславівна
СВИНАРЕНКО Максим Сергійович

НАДІЙНІСТЬ, ТЕХНІЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДІВ

Навчальний посібник
для студентів напрямку підготовки «Прикладна механіка»
за редакцією проф. Андренка П.М.

Відповідальний за випуск проф. Клітної В.В.
Роботу до видання рекомендував проф. Крутіков Г.А.
Редактор Л.А. Пустовойтова

План 2017 р., поз. 97.
Підп. до друку 16.03.2018 р. Формат 60х84/16. Папір офсет.
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 34,3. Наклад 50 пр. Зам.
Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП».
Свідоцтво про Державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2
